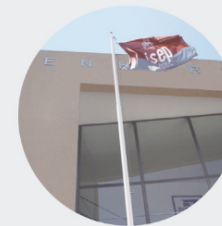




Estudo de uma suspensão num UTV

MIGUEL FERREIRA ARAÚJO

novembro de 2017



Avaliação dos parâmetros de desempenho de uma suspensão de um veículo UTV - SEMOG

MIGUEL FERREIRA ARAÚJO
Outubro de 2017

AVALIAÇÃO DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE UMA SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO UTV - SEMOG

Miguel Ferreira Araújo

2016/2017

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica

AVALIAÇÃO DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE UMA SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO UTV – SEMOG

Miguel Ferreira Araújo
1110243

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Engenheiro Fernando Ferreira.

2016/2017

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica

JÚRI

Presidente

Doutor Engenheiro Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho
Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Doutor Engenheiro Fernando José Ferreira
Professor Coordenador, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

<Doutor Engenheiro José Luís Soares Esteves>
<Professor auxiliar, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto>

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família não só por todo o investimento na minha formação académica, mas também pela compreensão e paciência nos momentos cruciais. Aos amigos que, diretamente e indiretamente, ajudaram a que este trabalho continuasse a ser realizado, nos momentos difíceis, e por toda a força e disponibilidade dada.

Ao Engenheiro Fernando Ferreira por toda a ajuda e pelos importantes conselhos dados que orientaram este trabalho para o seu fim pretendido, principalmente nos momentos difíceis e de maior cansaço.

PALAVRAS CHAVE

UTV; SEMOG; Suspensão; Solidworks; Lotus;

RESUMO

O trabalho foca-se no estudo de duas geometrias de suspensão de um veículo do tipo UTV, cedido pela empresa portuguesa SEMOG.

Após o primeiro contacto com o veículo analisou-se todos os componentes de cada suspensão e o funcionamento de cada elemento integral do veículo. Houve também a necessidade de se estudar como as marcas concorrentes se apresentam no mundo desportivo.

De forma se compreender melhor todos os movimentos e elementos estruturais existentes nas geometrias, retirou-se todos os respetivos dados necessários para as modelações de cada suspensão e procedeu-se à mesma, utilizando o programa de desenho 3D, denominado por *SolidWorks*.

De seguida, houve a necessidade de se retirar as coordenadas dos elementos estruturais de modo a se conseguir estudar o comportamento cinético de cada suspensão do veiculo no simulador de suspensões "*Lotus Suspension Analyser*".

Através dos dados obtidos de ambos os softwares, foram efetuadas diversas alterações para se cumprir todos os objetivos, propostos inicialmente, e perceber quais os parâmetros influentes no futuro, caso haja a necessidade de afinação ou definição de novas geometrias.

Por último houve a necessidade de se perceber se, estas alterações efetuadas são melhores que as geometrias iniciais. Para isso, procedeu-se à sua análise estrutural., que analisa todos os esforços aplicados, ao longo do conjunto, e apresenta os pontos fracos da estrutura, que genericamente são pontos onde há maior incidência de haver rotura.

KEYWORDS

UTV; SEMOG; Suspension; Solidworks; Lotus;

ABSTRACT

The present work is a study of both structural suspension of an all utility vehicle, from a Portuguese company named SEMOG.

After the first encounter with the vehicle, all the components were studied, so it could be understood the behavior of the vehicle. There was also some study in the market, to understand what, the competition, built as suspension geometries for their vehicles.

While taking the necessary data, like length of the structures or the thickness of the tubes, every information was input in the Lotus Software Analysis to understand its kinetic behavior.

After that, it was necessary to simulate all these components in a 3D environment, so therefore it would be able to test these components to a stress analysis in the SolidWorks software. By combining this simulation with Lotus Suspension Analyzer, the behavior of both suspensions was analyzed, and alterations were possible to be made.

Every modification to the original structure was tested and verified to see if it brought advantages for its implementation.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

<i>RC</i>	<i>Roll Center</i>
<i>UTV</i>	<i>Utility terrain vehicle</i>
CIR	Centro instantâneo de Rotação

Lista de Unidades

mm	Milímetro(s)
N	Newton
m	Metro(s)
kg	Quilograma(s)
MPa	Mega Pascal
g	Grama(s)

Lista de Símbolos

°	Grau(s)
---	---------

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: UTV EM ESTUDO	23
FIGURA 2: EXEMPLO DE UM UTV DESPORTIVO POLARIS	27
FIGURA 3: SISTEMA DE EIXOS DE UM VEÍCULO SEGUNDO A CONVENÇÃO SAE [1]	28
FIGURA 4: CENTRO DE ROLAMENTO E CENTRO INSTANTÂNEO DE ROTAÇÃO. [3]	30
FIGURA 5: ROLL CENTER NUMA GEOMETRIA TRAILING ARM []	31
FIGURA 6: EIXO DE ROLAMENTO DO VEÍCULO. [1]	31
FIGURA 7: ORIENTAÇÃO DO EIXO DE ROLAMENTO E OS COMPORTAMENTOS VIRADOS CONSEQUENTES. [2]	32
FIGURA 8: OVERSTEER E UNDERSTEER, RESPETIVAMENTE. [13]	32
FIGURA 9: DIVERGÊNCIA E CONVERGÊNCIA DAS RODAS, RESPETIVAMENTE. [1]	33
FIGURA 10: ÂNGULO DE CAVILHÃO (KINGPIN). [2]	34
FIGURA 11: ÂNGULO E AVANÇO DE CASTER. [3]	35
FIGURA 12: SUSPENSÃO COM GEOMETRIA EM TRIÂNGULOS SOBREPOSTOS	36
FIGURA 13: DIFERENTES VISTAS DA GEOMETRIA DE SUSPENSÃO DE TRAILING-ARM	37
FIGURA 14: POLARIS RZR XP 1000 2018 [12]	38
FIGURA 15: SUSPENSÃO TRASEIRA DE UM CAN-AM MAVERICK X3	39
FIGURA 16: TRAILING ARM DE UM ARTIC WILDCAT 2018 [12]	39
FIGURA 17: GEOMETRIA DA SUSPENSÃO DIANTEIRA.	42
FIGURA 18: TRIÂNGULO SUPERIOR ORIGINAL.	43
FIGURA 19: BRAÇO INFERIOR DO TRIÂNGULO ORIGINAL.	43
FIGURA 20: MODELAÇÃO DA MANGA DE EIXO	44
FIGURA 21: MODELAÇÃO DE CHAPA PARA AFINAÇÃO	44
FIGURA 22: MODELAÇÃO 3D DO TRAILING-ARM	45
FIGURA 23: MANGA DE EIXO TRASEIRA	46
FIGURA 24: CHAPA TRASEIRA PARA APOIO DO AMORTECEDOR	46
FIGURA 25: GEOMETRIAS DE SUSPENSÃO REPRESENTADAS NO SIMULADOR LSA	47
FIGURA 26: REFERENCIAL DO SIMULADOR	49
FIGURA 27: SEMI-TRAILING ARM TRASEIRO DE W123 [15]	50
FIGURA 28: GEOMETRIA DE SUSPENSÃO DE UM E30 [14]	50
FIGURA 29: GEOMETRIAS DE SUSPENSÃO COM A CONFIGURAÇÃO INICIAL.	52
FIGURA 30: VALORES DA DISPERSÃO DO ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA AO LONGO DO CURSO DO AMORTECEDOR.	53
FIGURA 31: VALORES DO GANHO DE CAMBER NA EXTENSÃO E COMPRESSÃO.,	53
FIGURA 32: GEOMETRIAS DE SUSPENSÃO, ANTES E APÓS ALTERAÇÃO.	54
FIGURA 33: ORIENTAÇÃO DO EIXO DE ROLAMENTO, PERANTE A 1ª ALTERAÇÃO.	55
FIGURA 34: DISPERSÃO DOS VALORES DO ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA APÓS 1ª ALTERAÇÃO.	55
FIGURA 35: VARIAÇÃO DO CAMBER APÓS A 1ª ALTERAÇÃO.	56
FIGURA 36: PONTO DE ANCORAGEM DO TRIÂNGULO INFERIOR	57
FIGURA 37: VISTA DE FRENTE DOS TRIÂNGULOS, NA CONFIGURAÇÃO INICIAL.	58

FIGURA 38: SUSPENSÃO DIANTEIRA APÓS 2ª ALTERAÇÃO.	58
FIGURA 39: GEOMETRIA MODIFICADA PERANTE A 2ª ALTERAÇÃO.	59
FIGURA 40: VALORES DO ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA APÓS 2ª ALTERAÇÃO.	60
FIGURA 41: DISPERSÃO DOS VALORES DE CAMBER APÓS 2ª ALTERAÇÃO.	61
FIGURA 42: GEOMETRIA DA SUSPENSÃO DE TRÁS APÓS 3ª ALTERAÇÃO.	62
FIGURA 43: REPRESENTAÇÃO DAS GEOMETRIAS APÓS 3ª ALTERAÇÃO.	63
FIGURA 44: TOE ANGLE DO CONJUNTO, COM 3ª ALTERAÇÃO.	63
FIGURA 45: DISPERSÃO DO GANHO DE CAMBER AO LONGO DO CURSO DO AMORTECEDOR.	64
FIGURA 46: GEOMETRIA DE SUSPENSÕES APÓS 4ª ALTERAÇÃO.	65
FIGURA 47: VALORES REFERENTES À 4ª ALTERAÇÃO.	65
FIGURA 48: GEOMETRIAS DE SUSPENSÃO APÓS AS MODIFICAÇÕES, SEGUNDO O SOFTWARE LSA.	66
FIGURA 49: PERCENTAGEM DE ANTI-DIVE NAS RESPECTIVAS SUSPENSÕES.	67
FIGURA 50: PERCENTAGEM DE ANTI-SQUAT PARA AS DIFERENTES SUSPENSÕES.	67
FIGURA 51: GEOMETRIA INICIAL DOS TRIÂNGULOS SOBREPOSTOS UTILIZADOS NO EIXO FRONTAL.	69
FIGURA 52: FACES DOS TRIÂNGULOS IMPEDIDAS DE DESLOCAMENTOS.	70
FIGURA 53: CONDIÇÕES FRONTEIRA NO TIRANTE DA DIREÇÃO.	70
FIGURA 54: LOCALIZAÇÃO E DIREÇÃO DE APLICAÇÃO DAS FORÇAS EXTERNAS COM FORÇAS APLICADA.	71
FIGURA 55: REGIÃO DE MAIOR TENSÃO INSTALADA, NA SUSPENSÃO DE TRIÂNGULOS SOBREPOSTOS.	72
FIGURA 56: REPRESENTAÇÃO DO BRAÇO DA SUSPENSÃO, COM AS CHAPAS LATERAIS DE REFORÇO.	73
FIGURA 57: ESTUDO DOS ESFORÇOS NO TRAILING ARM.	74
FIGURA 58: ESFORÇOS INSTALADOS NO TRAILING ARM EM MPA.	74
FIGURA 59: TRIÂNGULOS SOBREPOSTOS SEGUINDO A NOVA GEOMETRIA	76
FIGURA 60: TRIÂNGULO INFERIOR REDESENHADO	76
FIGURA 61: MANGA-DE-EIXO DA FRENTE REDUZIDA EM PESO.	77
FIGURA 62: ESFORÇOS INSTALADOS NOS TRIÂNGULOS SOBREPOSTOS	78
FIGURA 63: ESFORÇOS INSTALADOS NO TRIÂNGULO INFERIOR.	78
FIGURA 64: ESTUDO DE ANÁLISE ESTRUTURAL A UM TUBO DE 20X3 MM.	79
FIGURA 65: GEOMETRIA DE SUSPENSÃO, COM DIFERENTE MATERIAL.	80
FIGURA 66: SEMI-TRAILING ARM	81
FIGURA 67: VISTA AUXILIAR DO SEMI-TRAILING ARM	82
FIGURA 68: PONTO CRÍTICO DO SEMI-TRAILING ARM.	83
FIGURA 69: VISTA AUXILIAR DOS ESFORÇOS INSTALADOS.	83
FIGURA 70: ESTADO DE TENSÕES NA GEOMETRIA SEMI-TRAILING ARM.	84
FIGURA 71: ESTADO DE TENSÕES NA NOSSA GEOMETRIA TRASEIRA, COM UM AUMENTO DA ESPESSURA DO TUBO.	84
FIGURA 72: SEMI-TRAILING ARM, COM DIFERENTE LIGA DE AÇO.	85
FIGURA 73: VISTA AUXILIAR DAS ZONAS AFETADAS PELOS ESFORÇOS INSTALADOS.	85
FIGURA 74: POSSÍVEL MODIFICAÇÃO PARA REDUÇÃO DE PESO.	86
FIGURA 75: EXEMPLO DE POSSÍVEL REDUÇÃO DA MANGA DE EIXO.	86

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1: TIPOS DE SUSPENSÕES UTILIZADAS POR MARCAS CONCORRENTES	38
TABELA 2: PARÂMETROS INFLUENTES NO ESTUDO NO SOFTWARE LSA.	48
TABELA 3: VALORES DE VARIAÇÃO DO ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA NAS GEOMETRIAS DE SUSPENSÃO INICIAIS.	52
TABELA 4: VALORES DO GANHO DE CAMBER INICIAIS.....	53
TABELA 5: VALORES RESPETIVOS AO ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA DA SUSPENSÃO TRASEIRA.....	55
TABELA 6: VALORES REFERENTES AO GANHO DE CAMBER NO BUMP APÓS 1ª ALTERAÇÃO.....	56
TABELA 7: VALORES DO ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA REFERENTES À 2ªALTERAÇÃO.	59
TABELA 8: VALORES DE GANHO DE CAMBER REFERENTES À 2ª ALTERAÇÃO	61
TABELA 9: VALORES DO ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA APÓS 3ª ALTERAÇÃO.	63
TABELA 10: VALORES DE GANHO DE CAMBER CONSEQUENTES À 3ª ALTERAÇÃO.....	64
TABELA 11: VALORES DE CAMBER NO SEMI-TRAILING ARM	66
TABELA 12: VALORES DE CONVERGÊNCIA PARA O SEMI-TRAILING ARM	66
TABELA 13: ALTURA DO RC AO SOLO, APÓS ALTERAÇÕES.....	66

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	23
1.1	Análise do desafio proposto	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	27
2.1	Contextualização do veículo em estudo.....	27
2.2	Importantes conceitos de suspensão:.....	28
2.2.1	Centro instantâneo de rotação	30
2.2.2	Centro de Rolamento	30
2.2.3	Eixo de rolamento e os seus efeitos no comportamento virador do veículo.	31
2.2.4	Convergência e Divergência.	33
2.2.5	Ângulo de Camber	34
2.2.6	King pin	34
2.2.7	Avanço de Caster e ângulo de Caster	35
2.3	Tipos de suspensão.....	36
2.3.1	Triângulos sobrepostos	36
2.3.2	Trailing-arm ou monobraço	37
2.4	Análise dos UTV's concorrentes.....	38
3	DESENVOLVIMENTO	42
3.1	Suspensão dianteira:	42
3.2	Suspensão traseira:	45
4	ESTUDO CINÉTICO DAS GEOMETRIAS DE SUSPENSÃO ADOTADAS.	47
4.1	Lotus Suspension Analysis.	47
4.2	Parâmetros importantes para o início de simulação.	48
4.3	Bump.....	51
4.3.1	Estudo das geometrias de suspensão iniciais.	52
4.3.2	1ª Alteração	54
4.3.3	2ª Alteração	57
4.3.4	3ª Alteração	62
4.3.5	4ª Alteração	65

4.4	Anti-dive.....	67
4.5	Anti-squat.....	67
5	ANÁLISE DE ESFORÇOS NAS GEOMETRIAS DE SUSPENSÃO EXISTENTES.	68
5.1	Suspensão dianteira - Triângulos sobrepostos:.....	68
5.2	Suspensão traseira - Trailing arm.....	73
5.3	Suspensão dianteira - Triângulos sobrepostos modificados.	76
5.3.1	Possíveis soluções:	79
5.4	Suspensão traseira - Semi-Trailing-arm e novo desenho do monobraço	81
6	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	89
6.1	CONCLUSÕES	89
6.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS	90
7	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO	93
8	ANEXOS	97

INTRODUÇÃO

1 INTRODUÇÃO

1.1 Análise do desafio proposto

A utilização de veículos ligeiros do tipo *UTV – Utility Terrain Vehicle* tem vindo a crescer substancialmente nos últimos anos. Existem cada vez mais marcas envolvidas neste ramo do desporto automóvel, como *Polaris, Can-Am, Yamaha, Kawasaki, Honda, Artic Cat*, entre outras.

É um desporto relativamente barato, pois há a possibilidade de se utilizar diferentes componentes de diversos tipos de veículos. Para além dessa vantagem, esta competição apresenta no seu foco um veículo que permite a sua condução em diferentes tipos de terreno, quer em todo-o-terreno (ex: montanha; deserto) quer em estrada.

A empresa SEMOG fabrica e comercializa veículos do tipo UTV de dois lugares, dedicados ao desporto automóvel. O modelo objeto deste trabalho pode ser observado na Figura 1. No sentido de melhorar o desempenho competitivo dos seus produtos, a empresa SEMOG disponibilizou-se e cedeu uma unidade para o estudo e avaliação dos parâmetros de suspensão.

Este trabalho centra-se na avaliação dos parâmetros da suspensão do veículo assim como na sugestão de propostas de melhoria.



Figura 1: UTV em estudo

Para a sua utilização em provas desportivas, há que ter em conta um dos componentes mais importante, a suspensão do veículo. Para além do chassis, a suspensão tem um grande impacto na condução de um veículo, especialmente nesta categoria. A suspensão deve ter um grande curso e promover um bom comportamento e estabilidade no veículo.

Inicialmente o objetivo passa pela análise das geometrias de suspensão existentes e, posteriormente, pelo estudo de possíveis modificações que não impliquem grandes alterações ao quadro nem aos restantes componentes.

Este estudo requer uma observação atenta à geometria montada e a uma análise estrutural do todo o conjunto mola-amortecedor, de forma a se conseguir obter conclusões sobre possíveis modificações, de um grau maior de complexidade, na geometria de suspensão.

Há a prioridade de se usufruir de tudo o que já está implementado e por isso deve-se estudar todas as possíveis afinações nas geometrias.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Contextualização do veículo em estudo.

O UTV, também designado de “*Utility terrain vehicle*”, é um veículo todo o terreno que permite ao utilizador conduzir nos ambientes mais hospícios, devido a ser bastante rígido e compacto, e cujo peso é muito reduzido.

Este tipo de veículos surgiu, na década de 50, da ideia de utilizar o chassis de um *Volkswagen Beetle* e reestruturá-lo para todo terreno. Eram veículos muito acessíveis e no qual os cidadãos estavam habituados a conduzir, devido à sua produção em série durante a Segunda Guerra Mundial. Este processo de reestruturação era mais prático e barato comparativamente à compra de novos veículos todo o terreno, existentes nessa década. A facilidade de transformação, barata manutenção e diversão obtida na condução, abriu novos horizontes para a indústria todo o terreno. Ao longo dos anos os veículos foram evoluindo e a sua estrutura tornou-se mais complexa, sendo usado outros tipos de chassis, como por exemplo o chassis tubular. Desta forma garantia-se uma melhor segurança para o ocupante e melhor performance no comportamento do veículo.

Como se pode observar na Figura 2, este tipo de veículo tem em geral uma estrutura tubular com uma carroçaria constituída por painéis de polímeros ou polímeros reforçados com fibra de vidro (PRFV). O motor localiza-se na parte posterior do veículo e está, normalmente, exposto para um melhor arrefecimento. O tipo de motor e a sua transmissão fica sempre ao critério do fabricante, visto que este quadriciclo tem versatilidade para diferentes tipos de motores, quer sejam de automóveis quer sejam de motociclos. A aplicação deste conjunto na traseira do veículo torna a sua frente mais leve, o que permite a um melhor comportamento em terrenos hospícios, como por exemplo o deserto, e não existe o risco de haver transmissão de calor ou fumos para os ocupantes do veículo, quando o motor está em alto rendimento.



Figura 2: Exemplo de um UTV desportivo *Polaris*

2.2 Importantes conceitos de suspensão:

O conceito de **suspensão** baseia-se no conjunto de componentes mecânicos num veículo que, embora faça a interligação entre a roda e a carroçaria do veículo, a sua principal função é o amortecimento das vibrações provenientes das irregularidades do solo, aumentando o conforto na condução e a performance do veículo na estrada. Consequentemente haverá também uma maior segurança para os ocupantes, uma maior estabilidade do veículo e um melhor comportamento na abordagem às curvas.

Existem três movimentos básicos numa suspensão, normalmente provocados pelo movimento da carroçaria ou da roda:

- Rolamento da carroçaria sobre o eixo longitudinal ou *Roll*
- Deslocamento sobre o eixo vertical ou *Bump*
- Rotação da roda sobre o seu próprio eixo ou *Steering*.

Na Figura 3 pode-se perceber o sentido e orientação que estas deslocções e rotações têm e as consequências que podem provocar na carroçaria e quadro se não houver uma suspensão eficaz.

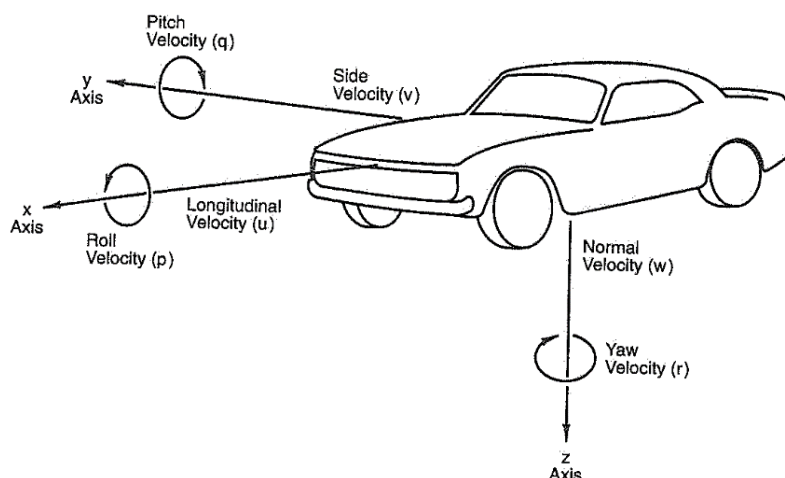


Figura 3: Sistema de eixos de um veículo segundo a convenção SAE [1]

O rolamento da carroçaria, descrito por “*Roll*”, define-se pela rotação em torno do eixo longitudinal. O rolamento é presenciado quando uma das rodas se desloca no sentido contrario à roda oposta. Geralmente visualiza-se este fenómeno em curva, no instante em que a massa suspensão se inclina em relação ao plano vertical, devido às forças laterais. Consequentemente, uma das rodas tende a se deslocar no sentido ascendente e a oposta no sentido descendente, inclinando a carroçaria. Uma das causas mais frequentes para o aparecimento deste efeito são as irregularidades do solo.

O “*pitch*” é caracterizado pela subida ou descida da carroçaria, quando ocorre uma aceleração ou travagem repentina. A transferência de carga pelo veículo faz com que haja uma inclinação no plano horizontal.

Existem três movimentos muito conhecidos que estão relacionados com o efeito de “*pitch*” no automóvel, sendo estes:

1. *Dive*: Mergulho da carroçaria frontal do veículo, causado por uma travagem.
2. *Lift*: Subida da traseira do veículo, verificada igualmente por uma travagem.
3. *Squat*: Movimento descendente da traseira do veículo, devido a uma aceleração do veículo.

Cada conjunto de suspensão utilizada no veículo, possui os seguintes elementos:

Mola: cuja função é de garantir a flexibilidade da suspensão.

Amortecedores: previnem as vibrações e as oscilações da carroçaria;

Manga de Eixo: faz a ligação entre todos os componentes da roda e mola amortecedor.;

Braços e tirantes: interligam todos os componentes do mecanismo mola-amortecedor;

Articulações / apoios: Pontos de fixação que apoiam os tirantes ou braços de suspensão;

Massa não suspensa: corresponde à fração de massa que não é suportada pelo conjunto mola-amortecedor, (Ex: Pneus, jantes, travões e cubo de roda.), assim como 50% da massa dos componentes utilizados na ligação à massa suspensa, como por exemplo: Braços de suspensão, veios de transmissão, entre outros...

Massa suspensa, como se pode entender, é toda a massa suspensa pelo conjunto mola-amortecedor, ou seja, conjunto motriz do veículo, chassis, carroçaria.

2.2.1 Centro instantâneo de rotação

É o ponto teórico sobre o qual um corpo roda num determinado instante ou configuração, como o caso da roda do veículo que quando se move, em relação ao movimento de suspensão, descreve um movimento curvilíneo centrado no centro instantâneo de rotação.

Na Figura 4 conseguimos perceber como é determinada a posição do centro instantâneo de rotação (CIR) da roda de uma suspensão de triângulos sobrepostos. O CIR obtém-se pela intersecção do prolongamento de duas linhas, com direção idêntica aos dos braços da suspensão.

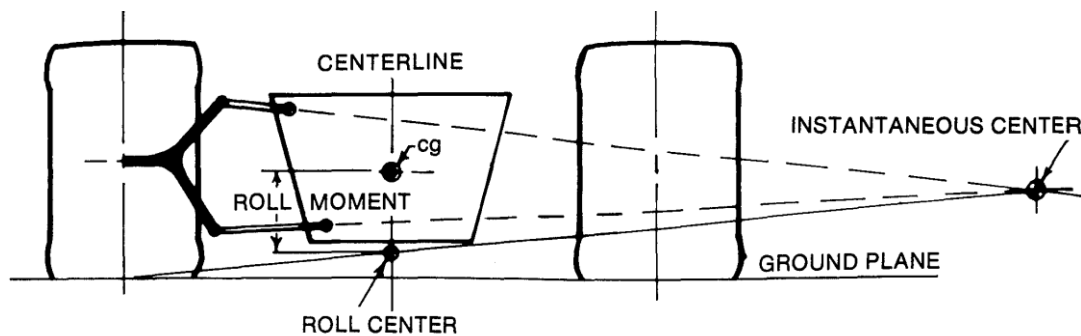


Figura 4: Centro de rolamento e centro instantâneo de rotação. [3]

2.2.2 Centro de Rolamento

Roll Center (RC) ou Centro de Rolamento, é o ponto localizado no plano de simetria do chassis (se este tiver geometrias de suspensões simétricas) sobre o qual a carroçaria rola.

Observando a Figura 4, é possível ver como se determina a sua localização. No caso de suspensões de triângulos sobrepostos, deve-se traçar uma linha do ponto central do contacto do pneu com o solo, ao centro instantâneo de rotação (P-CIR). Na intersecção desta linha com o eixo de simetria do veículo encontra-se o Centro de Rolamento. Note-se que esta metodologia apenas pode ser aplicada para o veículo numa posição sem rolamento da carroçaria. Se, se pretender determinar o RC quando a carroçaria apresenta rolamento (por exemplo: ao descrever uma curva), o RC deve ser determinado pelo cruzamento das duas linhas (P-CIR), esquerda e direita.

Para cada geometria de suspensão é possível determinar o seu centro de rolamento, sendo que diferentes geometrias de suspensão apresentam centros de rolamento em diferentes posições.

Neste veículo, a geometria de suspensão traseira tem ambos os pontos paralelos, o que significa, segundo a literatura, que o Centro instantâneo de rotação vai ter uma posição no infinito e a posição do centro de rolamento no solo, como pode ser observado na Figura 5.

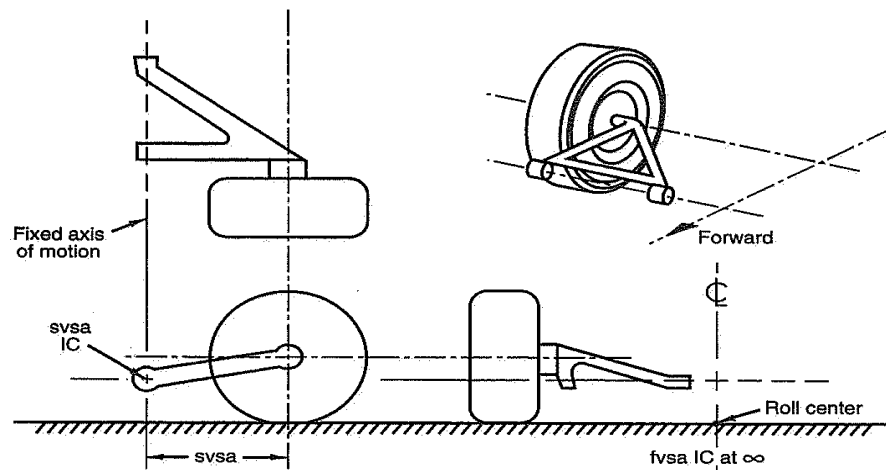


Figura 5: Roll Center numa geometria trailing arm []

2.2.3 Eixo de rolamento e os seus efeitos no comportamento virador do veículo.

A partir da ligação do centro de rolamento da suspensão da frente com o da suspensão de trás obtém-se o eixo de rolamento do veículo. Como se pode observar na Figura 6, ao se ligar ambos os pontos dos *Roll centers*, obtém-se a reta, eixo de rolamento, sobre o qual veículo rolará, traduzindo o comportamento do veículo em curva.

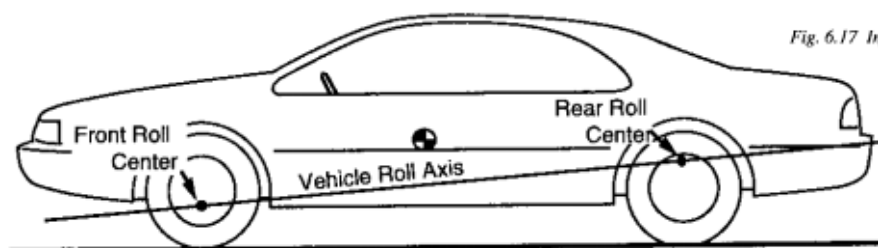


Figura 6: Eixo de rolamento do veículo. [1]

O eixo de rolamento do veículo interfere no comportamento deste em curva. Daí é necessário estudar a construção das geometrias de forma a se obter o comportamento pretendido. Geralmente pretende-se ter um comportamento neutro ou subvirador.

Para um comportamento neutro o eixo de rolamento deverá ser paralelo ao solo, como se pode perceber pela visualização da Figura 7. No caso de se pretender um comportamento subvirador, o RC da frente deverá estar a uma altura inferior que o RC do eixo traseiro.

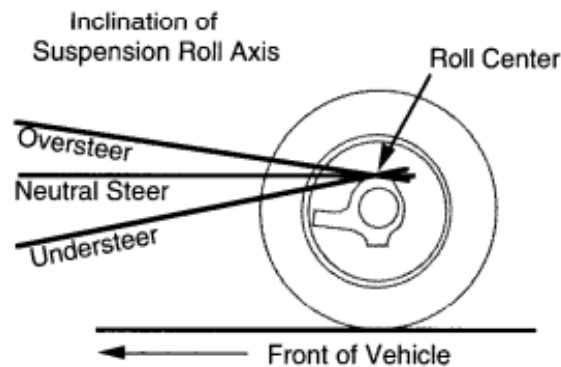


Figura 7: Orientação do eixo de rolamento e os comportamentos virados consequentes. [2]

No entanto nem sempre se consegue atingir este fim e o automóvel acaba por apresentar um comportamento sobrevirador.

O comportamento subvirador (*“understeer”*) é possível ser verificado em curva, quando a frente do veículo tende a seguir em frente ou a percorrer um raio de curva ligeiramente maior. Na teoria, a aceleração lateral que atua no centro de gravidade do veículo provoca um desliz das rodas frontais, muito superior ao atuado nas rodas traseiras. [2]

O comportamento sobrevirador (*“oversteer”*) deve-se à ação da aceleração lateral nas rodas traseiras, que por um lado empurra a frente do veículo para o interior da curva, mas que por outro lado causa um desliz da traseira. Este efeito, pode provocar o despiste do veículo se o ângulo de viragem não for diminuído, com o intuito de se manter o raio de curva. [2]

A Figura 8 ilustra estes dois efeitos, comportamento sobrevirador e subvirador respetivamente, que quando muito exagerados são nefastos.

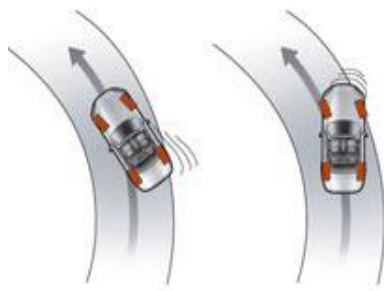


Figura 8: Oversteer e understeer, respetivamente. [13]

2.2.4 Convergência e Divergência.

O automóvel, como já referido anteriormente, tem um comportamento diferente consoante a geometria de suspensão e a sua afinação. A posição das rodas, relativamente ao plano vertical- longitudinal, é um fator com grande importância na manobrabilidade e estabilidade do automóvel, sendo por isso normalmente estudado o ângulo de convergência das rodas.

Na Figura 9 observamos a posição das rodas, a partir de uma vista de topo, sendo considerado convergente quando as rodas estão orientadas para o centro do veículo e vice-versa. A orientação do pneu influencia também o seu desgaste, pois a sua face de contacto com o solo é diferente. Numa situação de divergência a parte interior será a mais afetada, sendo o contrário na situação oposta.

Por outro lado, a utilização de divergência melhora o comportamento dinâmico do veículo em curva, embora reduza a sua eficiência em reta. No mesmo sentido, a convergência é mais utilizada para se obter melhor comportamento em reta, devido à orientação dos eixos das rodas estarem na orientação da linha central do veículo.



Figura 9: Divergência e convergência das rodas, respetivamente. [1]

2.2.5 Ângulo de Camber

O ângulo de camber define-se pelo ângulo consequente da inclinação do pneu em relação ao plano vertical. O ângulo de camber pode ser positivo ou negativo, sendo negativo quando o pneu se inclina para o centro do carro e vice-versa.

O ângulo de camber é pequeno nas geometrias de eixo rígido, porém nas geometrias de suspensão independentes este valor é superior e pode influenciar significativamente o comportamento do veículo em curva. [2]

O ganho de camber refere-se ao aumento de camber que o veículo tem, quando está em movimento.

2.2.6 King pin

O eixo de *kingpin* é um dos principais eixos numa suspensão pois é em torno deste que há a rotação da roda. Este pode estar materializado sobre a forma de um cavilhão, frequente nas suspensões de eixo rígido, Figura 10. Para suspensões independentes, este eixo é virtual e originado pela intersecção de uma linha que passa pelas rótulas de suspensão que seguram o cubo de roda, ou manga de eixo, como se pode entender ao se observar a Figura 11.

Procedendo-se à relação entre este eixo e o eixo perpendicular ao solo, obtém-se o ângulo de king pin, que tem uma convenção de sinais oposta ao ângulo de camber.

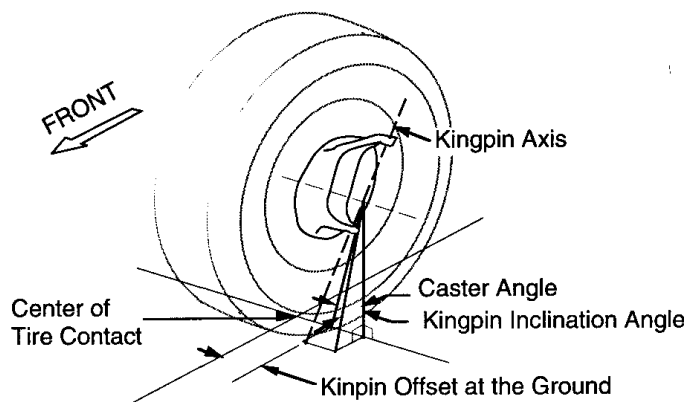


Figura 10: ângulo de cavilhão (Kingpin).[2]

2.2.7 Avanço de Caster e ângulo de Caster

Entende-se por avanço ou avanço de *caster*, a distância medida no solo, entre o eixo vertical da roda e a intersecção do *kingpin* com o solo, na vista lateral.

Entende-se por ângulo de avanço, avanço ou ângulo de *caster*, à inclinação do *kingpin* com a vertical, na vista lateral.

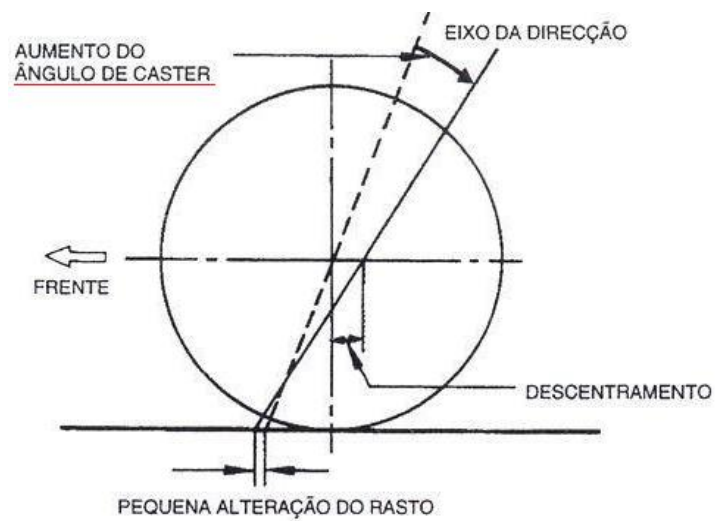


Figura 11: Ângulo e avanço de Caster. [3]

2.3 Tipos de suspensão.

O design de uma suspensão inicia-se pela escolha do tipo de suspensão a utilizar e, seguidamente, da análise da posição dos pontos de amarração, curso da suspensão, comprimento dos braços da suspensão, largura de via e distância entre eixos. Desta forma consegue-se ter uma melhor definição e compromisso entre a posição dos centros de rolamento e o comportamento do veículo nas especificidades do percurso.

Existem várias geometrias e desenhos de suspensão propostos por diferentes fabricantes cujo principal objetivo é cumprir diferentes requisitos, como: privilegiar cursos de suspensão; a robustez, ou privilegiar a simplicidade e o custo. No entanto, neste trabalho abordam-se apenas as presentes no veículo em estudo.

2.3.1 Triângulos sobrepostos

É a suspensão mais utilizada no desporto automóvel com uma ampla liberdade na afinação, permitindo um fácil controlo do camber. Para além de uma boa resistência mecânica também apresenta a vantagem do facto de ser uma geometria com fácil acesso para qualquer reparação ou afinação. No entanto tende a ocupar grande espaço quando em comparação com outras geometrias, devido ao espaçamento entre os pontos de amarração dos braços ao *chassis*. A nível de custos, é uma geometria cuja produção e montagem apresentam valores consideráveis. A Figura 12 é uma representação desta geometria utilizada no veículo cedido para estudo.



Figura 12: Suspensão com geometria em triângulos sobrepostos

2.3.2 *Trailing-arm ou monobraço*

Este tipo de geometria tem a particularidade de apresentar dois braços perpendiculares ao semi-eixo, tendo um movimento de rotação diferente que as restantes suspensões. Os braços da suspensão são normalmente, em conjunto com o cubo de roda, uma peça única.

Na Figura 13 consegue-se perceber que, ao contrário dos triângulos sobrepostos, esta geometria ocupa menos espaço (transversalmente) e o amortecedor encontra-se orientado numa direção diferente ao dos triângulos sobrepostos, devido à necessidade de se ter de o afixar perpendicularmente ao eixo de rotação, para assim trabalhar na sua plenitude.



a)

b)

Figura 13: diferentes vistas da geometria de suspensão de *trailing-arm*

2.4 Análise dos UTV’s concorrentes.

Ao longo do trabalho há a necessidade de investigar quais os pontos que se pode melhorar e quais as soluções existentes no mercado. Os triângulos sobrepostos à frente são uma geometria genérica em quase todos os UTV’s concorrentes, sendo a geometria traseira a que apresenta diversas alternativas entre marcas. Isto por ser a parte constituinte do veículo que sofrerá maior solicitações, devido a ter a maior percentagem de carga concentrada, proveniente (por exemplo) do peso do conjunto motor e caixa.

Na Tabela 1 apresenta-se as diversas diferenças utilizadas pelas as marcas mais icónicas no mercado, de veículos deste tipo. Para cada tipo de suspensão, apresenta-se seguidamente figuras representativas, das quais algumas figuram modelos de 2018, como por exemplo a Figura 14. [12] [10]

Tabela 1: Tipos de suspensões utilizadas por marcas concorrentes

Marca	Suspensão Frontal	Suspensão traseira
CAN-AM	Triângulos sobrepostos	TTA-T (“Torsional Trailing A-arm-Terrain”)
POLARIS	Triângulos sobrepostos	Triângulos sobrepostos
Artic Wildcat	Triângulos sobrepostos	Trailing-arm



Figura 14: Polaris RZR XP 1000 2018 [12]

A Figura 15 exemplifica o tipo trailing-arm utilizado pela CAN-AM, que o denominam por “*Torsional trailing A-arm terrain*”. Composto por um braço rígido ancorado ao chassi, onde o amortecedor é afixado, e dois tirantes, transversais a este braço, que interligam a manga de eixo ao quadro traseiro. [12]



Figura 15: Suspensão traseira de um *Can-Am Maverick X3*

Na Figura 16 consegue-se observar um trailing arm, concebido pela *Artic Wildcat* para o modelo de 2018.



Figura 16: *Trailing arm* de um *Artic Wildcat 2018* [12]

DESENVOLVIMENTO

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 Suspensão dianteira:

A suspensão dianteira do *UTV* é constituída por um par de triângulos sobrepostos. O tirante superior tem um desenho simples, sendo composto apenas por dois tirantes, ligeiramente curvos na sua extremidade.

No caso do triângulo inferior, este tem uma maior complexidade que o triângulo superior. Para além dos dois braços principais que formam o triângulo, tem duas barras horizontais que reforçam a sua rigidez ao esforço transverso e outras duas que têm a finalidade de reforçar os esforços perpendiculares ao solo. É o braço mais reforçado e onde o conjunto mola-amortecedor está instalado.

A Figura 17 ilustra a suspensão modelada, que posteriormente é utilizada para a análise estrutural.



Figura 17: Geometria da suspensão dianteira.

Nota: O pneu ilustrado na Figura 17 foi obtido no *grabcad* e é apenas para fins ilustrativos. [9]

O contraste entre a simplicidade do braço superior e a complexidade do triângulo inferior é ilustrado na comparação entre a Figura 18 e a Figura 19, respetivamente.

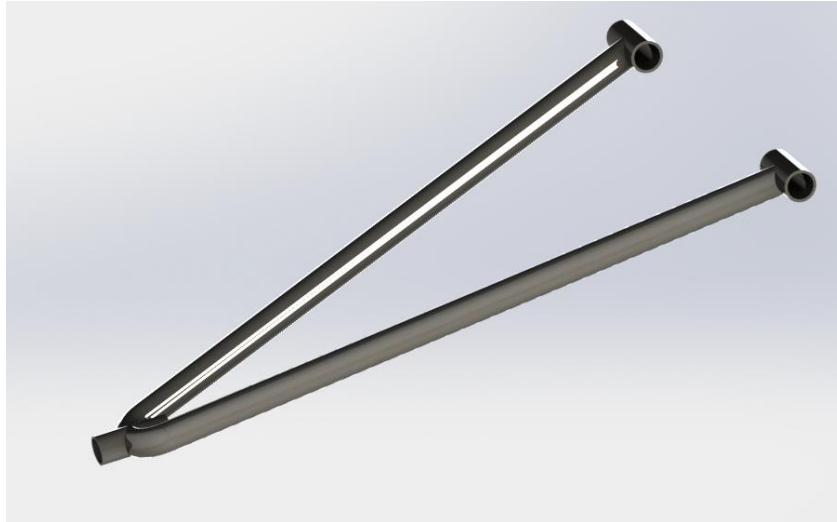


Figura 18: Triângulo superior original.



Figura 19: Braço inferior do triângulo original.

A manga de eixo é muito idêntica à modelação criada e, como se pode verificar pela Figura 20, embora tenha um aspeto complexo, todas as curvaturas acentuadas foram tidas em conta para uma melhor análise dos esforços.



Figura 20: Modelação da manga de eixo

O acoplamento do conjunto mola amortecedor ao triângulo inferior parte pelo princípio de uma união mecânica, mas com capacidade de alteração da sua posição para diferentes afinações.

Na Figura 21 podemos ver de forma mais concreta como, utilizando um par destes componentes e um conjunto porca-parafuso, podemos modificar o ponto de fixação inferior do amortecedor. Numa primeira observação entende-se que este processo seja com o intuito de se ter uma suspensão mais rígida ou não. No então mais tarde com as simulações do Lotus, entende-se que não existe uma contribuição significativa para essa função.

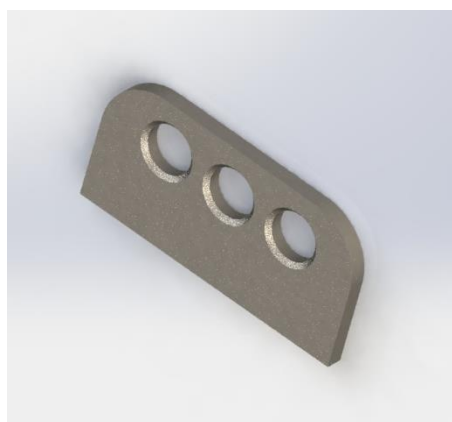


Figura 21: Modelação de chapa para afinação

3.2 Suspensão traseira:

Na traseira do UTV foi adotado um *trailing-arm* bastante complexo e denso, o que se torna num desafio perceber quais as possíveis soluções para a sua redução de peso e as possíveis afinações para um melhor comportamento, sem que haja a necessidade de se alterar esta geometria, exemplificada pela Figura 22.



Figura 22: Modelação 3D do *trailing-arm*

Os pontos de amarração são paralelos e situam-se ao nível da barra central inferior do chassis. Existem diversos tubos, a desempenhar a função de treliças, que reforçam o braço, assim como um par de chapas soldadas lateralmente. Soluções criadas para tornar o conjunto bastante rígido, porém também o torna bastante denso.

A manga de eixo (Figura 23) está incorporada no braço da suspensão, no entanto houve a necessidade de modelar esta geometria para o estudo da resistência aos esforços.



Figura 23: Manga de eixo traseira

Na manga de eixo estão presentes quatro furos, nos quais os mais distantes têm a funcionalidade de prender as pinças e calços de travão, enquanto que os restantes furos correspondem à ligação com o braço de suspensão.

Tal como a suspensão dianteira, esta geometria também possui um conjunto de duas chapas (Figura 24) no qual pode ser ajustada a posição do amortecedor. Há que referir que apesar de apresentar semelhanças ao conjunto da suspensão dianteira, as dimensões da peça e dos furos são diferentes, embora o intuito de utilização seja o mesmo.

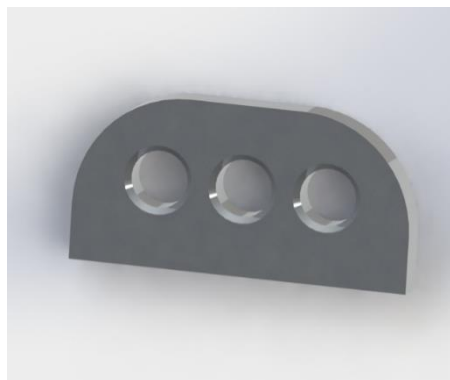


Figura 24: Chapa traseira para apoio do amortecedor

4 Estudo cinético das geometrias de suspensão adotadas.

4.1 Lotus Suspension Analysis.

Para um estudo aprofundado do comportamento de ambas a suspensões, utilizou-se o software *Lotus Suspension Analysis (LSA)*. Este software é uma ferramenta de design e estudo cinético de uma suspensão, permitindo a sua visualização num ambiente 3D e à possibilidade de modificações dos parâmetros em tempo real. Para além de fornecer diversas geometrias genéricas de suspensões existentes, denominadas por “*Templates*”, também permite personalização. [4]

Esta ferramenta é eficaz para se estudar o comportamento cinético de ambas as suspensões, enquanto se acompanha os resultados numéricos de todos os parâmetros fundamentais, não só graficamente, mas com a leitura das folhas de dados (*data sheets*). Com isto, há uma maior facilidade de se ponderar sobre possíveis alterações para um melhor comportamento da suspensão.

A Figura 25 exemplifica o modelo 3D de ambas as suspensões presentes no UTV em estudo.

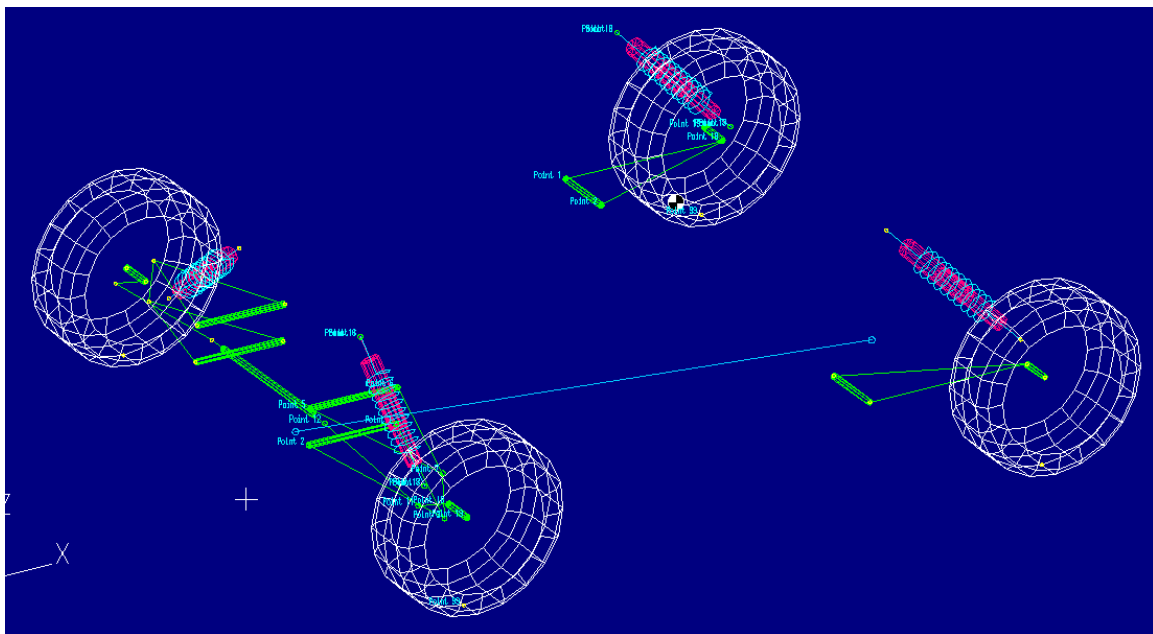


Figura 25: Geometrias de suspensão representadas no simulador LSA

4.2 Parâmetros importantes para o início de simulação.

Para se dar início à simulação, considerou-se todos os parâmetros influentes no comportamento do UTV, tais como o deslocamento da mola, a altura do centro de gravidade e o ângulo de rodagem como se pode verificar na Tabela 2. Durante o estudo efetuado, considerou-se um deslocamento do amortecedor de 200 mm, sendo distribuídos em 120 mm para a expansão do amortecedor, e os restantes 80 mm para a compressão.

Tabela 2: Parâmetros influentes no estudo no software LSA.

	Edit Value
Bump Travel (mm)	120.000
Rebound Travel (mm)	80.000
Bump/Rebound Increment (mm)	10.000
Roll Angle (deg)	3.000
Roll Increment (deg)	0.500
Steer Travel (mm)	30.000
Steer Increment (mm)	5.000
Wheelbase (mm)	2130.000
C of G Height (mm)	650.000
Braking on Front (%)	40.000
Drive on Front (%)	0.000
Weight on Front (%)	35.000
Front Brake Type (1/2 inboard/outboard)	2
Rear Brake Type (1/2 inboard/outboard)	2
Total Sprung Weight (kg)	0.0000
Front Susp Type (1/2 independent/rigid)	1
Rear Susp Type (1/2 independent/rigid)	1

Rolling Radius (mm):	304.800
Tyre Width (mm):	205.000
Vertical Stiffness (N/mm):	400.000
Spring Diameter (mm):	18.000
Resolution (max 101):	21
Diameter Shoulder (0-1):	0.900
Width Shoulder (0-1):	0.750

Ao longo do estudo pelo software LSA, consegue-se extrair imediatamente todos os parâmetros como a convergência, ganho de camber e posição do RC dos três principais testes (Rolamento da carroçaria, *Bump*, *Steering*).

Durante este capítulo iremos seguir o referencial do lotus, indicado na Figura 26, de forma a se perceber todos os passos efectuados. Esta figura também mostra quais são os pontos 1 e 2, que ao longo deste capítulo são referenciados e remetem-se aos pontos de ancoragem da geometria de suspensão traseira, quer no trailing-arm quer no semi-trailing arm.

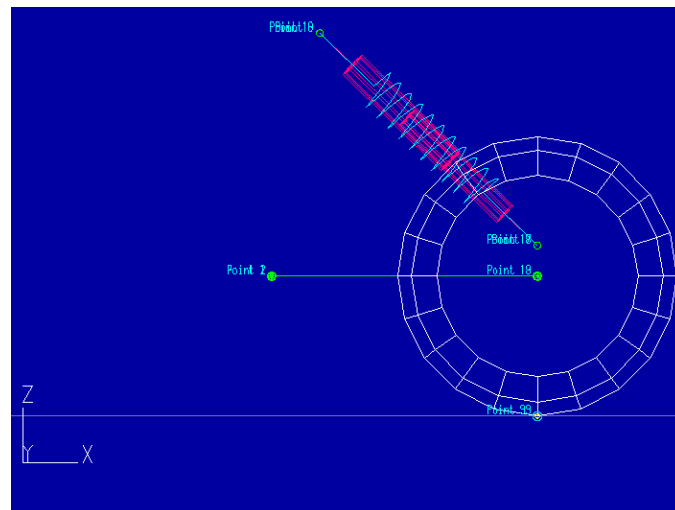


Figura 26: Referencial do simulador

Ao longo do estudo no software LSA, procedeu-se a diferentes alterações e, embora se apresente a evolução do desenho da suspensão para cada um dos parâmetros (ganho de camber, altura do RC, convergência), estas alterações foram efetuadas sempre com o cuidado simultâneo de manter os 3 parâmetros principais em valores aceitáveis, uma vez que ao se modificar a geometria de suspensão, os 3 parâmetros igualmente sofrem alterações.

As diversas transformações são refletidas em relação aos casos existentes em alguns veículos de estrada, como BMW E30 e Mercedes W123.

A Figura 28 ilustra uma geometria de suspensão traseira de um BMW E30, muito popular, e pode-se observar o desencontro entre os dois pontos de ancoragem, tornando de facto esta geometria num semi-trailing arm. A Figura 27 é referente ao Mercedes, e cuja linha de pensamento da marca alemã para a suspensão traseira é similar à da marca concorrente, e está se a falar de automóveis para uma condução em estrada.



Figura 28: Geometria de suspensão de um E30 [14]

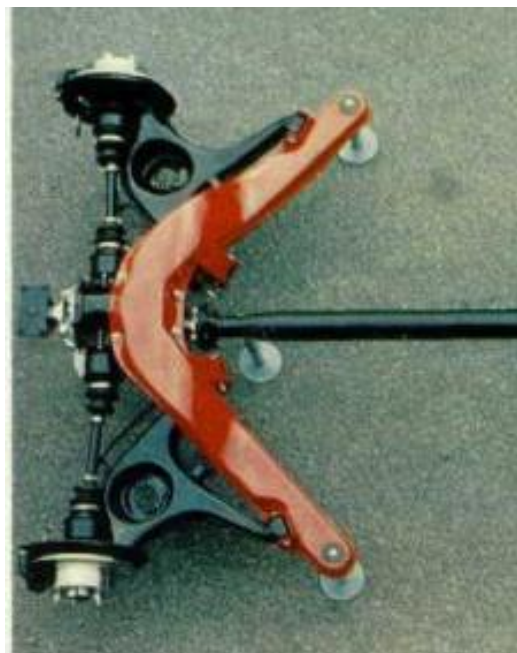


Figura 27: *Semi-Trailing arm* traseiro de W123 [15]

4.3 *Bump*

A análise do movimento de *bump* ou movimento da roda ascendente/descendente, foi analisado no software LSA e foram determinados os seguintes parâmetros: convergência; ganho de camber; a posição do centro de rolamento. Há que ter em conta o aparecimento de *Bump Steer*, que se traduz na alteração da convergência/divergência quando as rodas estão no ar ou a descrever o seu movimento vertical.

Este estudo foi realizado, em primeiro lugar, para a suspensão original do veículo e posteriormente para cada modificação efetuada. Ao longo deste capítulo apresenta-se as diferenças subsequentes a cada modificação e a evolução dos principais parâmetros, sendo que se procurou ter sempre em atenção os seguintes objetivos:

- variação de convergência abaixo de 1°;
- variação do ganho de camber abaixo dos 5°;
- Comportamento virador neutro ou ligeiramente subvirado.

Este último objetivo está diretamente relacionado com a altura dos centros de rolamentos em cada geometria de suspensão, como já foi explicado anteriormente.

Pelo facto da suspensão traseira, na sua configuração original, se apresentar como um trailing-arm, esta possui as seguintes características que vão em contra os objetivos propostos:

- Altura do RC traseiro igual a 0 mm (ou ao nível do solo);
- Ganho de camber nulo
- Convergência nula.

Ao longo do capítulo são apresentados os valores em graus (°), ao longo da extensão ("*bump*") e compressão do amortecedor ("*drop*" ou "*rebound*"). Relativamente aos valores do ângulo de convergência, os valores positivos referem-se à convergência e os valores negativos à divergência.

Na frente do veículo pretende-se que as rodas sejam divergentes no *rebound* e convergente no *bump*, de forma a se obter uma melhor resposta do UTV quando entra em contacto com o solo.

Nos gráficos apresenta-se sempre cores diferentes para distinguir as geometrias de suspensão, sendo a cor verde correspondente à suspensão de trás e a azul a suspensão da frente.

4.3.1 Estudo das geometrias de suspensão iniciais.

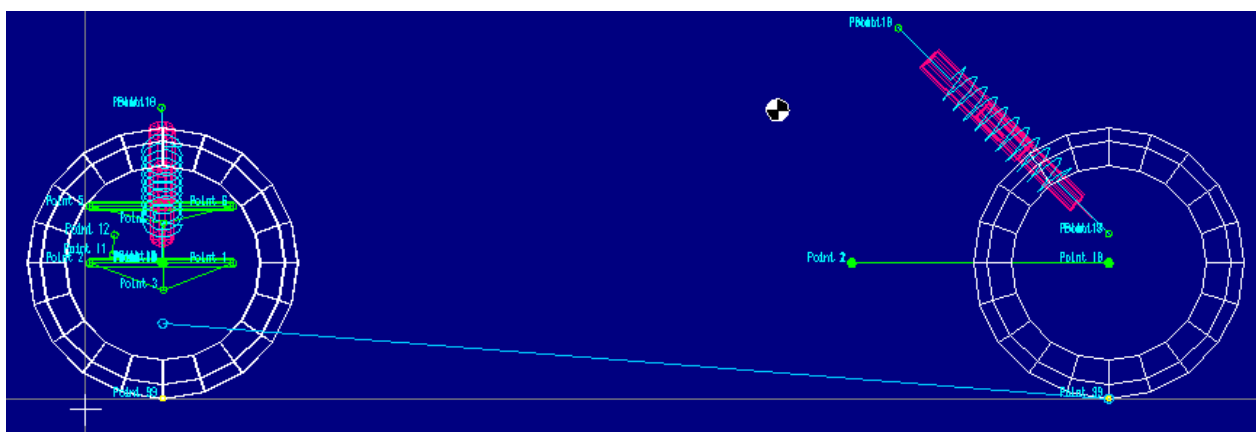


Figura 29: Geometrias de suspensão com a configuração inicial.

A posição do centro de rolamento da frente localiza-se aproximadamente a 169 mm do solo. Como já foi referido anteriormente, o centro de rolamento de trás está sobre o solo, o que provoca um comportamento sobrevirador no *UTV*.

No que respeita à variação do ângulo de convergência, na Tabela 3 apresenta-se os valores máximos e mínimos da sua variação para ambas as geometrias de suspensão, nas suas configurações iniciais.

Tabela 3: Valores de variação do ângulo de convergência nas geometrias de suspensão iniciais.

Valores iniciais	Triângulos Sobrepostos	Trailing Arm
Bump	1.018°	0°
Rebound	0°	0°

O gráfico da Figura 30 complementa a Tabela 3, mostrando a dispersão do ângulo de convergência, ao longo do movimento do amortecedor.

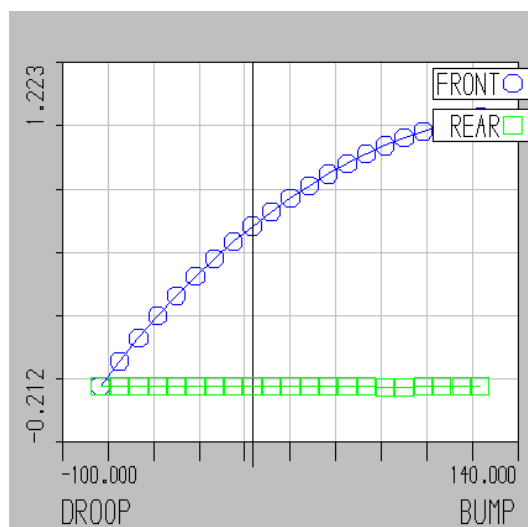


Figura 30: Valores da dispersão do ângulo de convergência ao longo do curso do amortecedor.

No caso do ângulo de camber, irá haver apenas dispersão na geometria da frente, como já foi referido anteriormente. A Tabela 4 e o gráfico da Figura 31 mostram os valores máximos e mínimos, tal como a dispersão do ganho de camber durante o movimento do amortecedor.

Tabela 4: Valores do ganho de camber iniciais.

Valores iniciais	Triângulos Sobrepostos	Trailing Arm
Bump	-1.825°	0°
Rebound	1.093°	0°

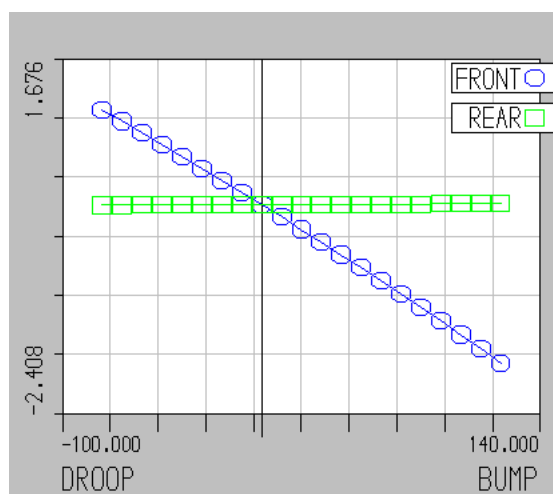


Figura 31: Valores do ganho de camber na extensão e compressão.,

A partir do momento que se procede a alterações, os valores dos parâmetros apresentados irão variar constantemente. Dessa forma, tentou-se perceber a oscilação resultante da alteração das coordenadas dos pontos em cada eixo. Seguidamente procedeu-se à combinação de diferentes modificações para se atingir os objetivos pretendidos.

4.3.2 1ª Alteração

A 1ª alteração remete-se para o que já foi anteriormente discutido, ou seja, a transformação da geometria trailing-arm para um semi-trailing arm. Dessa forma quebrou-se o paralelismo do eixo de rotação dos pontos de ancoragem do trailing arm, a partir do afastamento da coordenada em X.

Ao se diminuir ou aumentar a coordenada, neste eixo, provoca-se um aumento da posição do centro de rolamento e um ganho de camber.

Optou-se por efetuar um afastamento em 70 mm da coordenada, em X, do ponto 2 (na suspensão traseira). Para além disso houve um distanciamento de 50 mm de ambos os pontos 1 e 2 relativamente à manga-de-eixo. A alínea a) e a b) da Figura 32. ilustram, a partir da vista de topo, a geometria inicial a após a 1ª alteração.

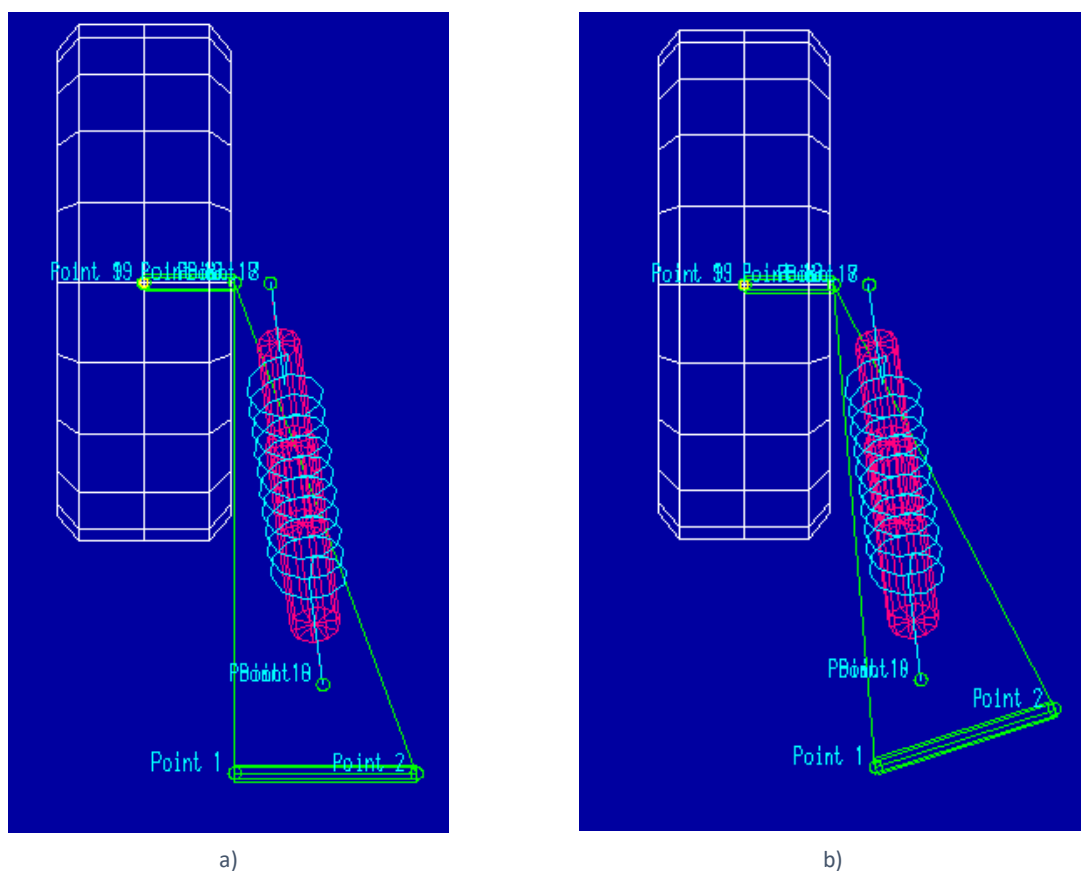


Figura 32: Geometrias de suspensão, antes e após alteração.

No que diz respeito aos parâmetros, já referidos, haverá um aumento do centro de rolamento traseiro. No entanto como se pode ver pela Figura 33, não é suficiente para modificar o comportamento virador no *UTV*, embora haja uma redução do efeito sobrevirador apenas com um ligeiro deslocamento dos pontos, no eixo X.

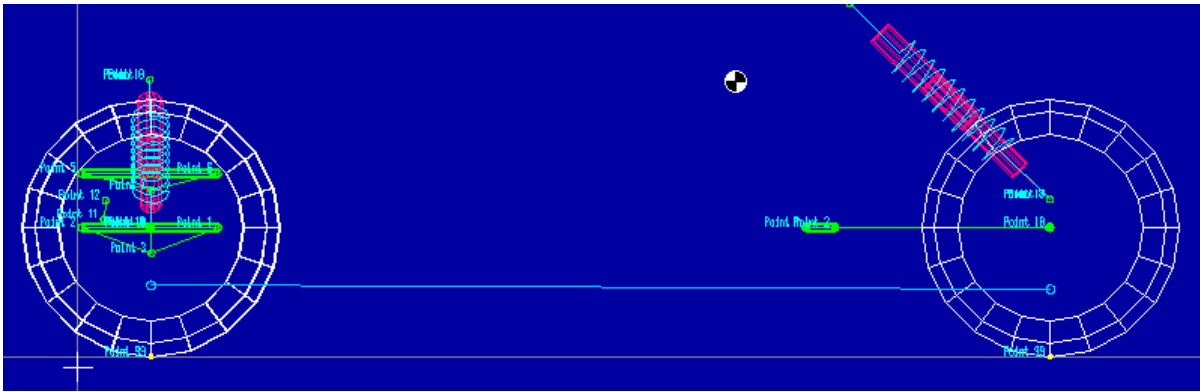


Figura 33: Orientação do eixo de rolamento, perante a 1ª alteração.

Relativamente ao ângulo de convergência, tem de se analisar o gráfico da Figura 34 e a Tabela 5 de forma a se perceber se há melhorias significativas ou não.

Tabela 5: Valores respetivos ao ângulo de convergência da suspensão traseira

Semi-trailing arm	
Bump	0.339 °
Rebound	0.152°

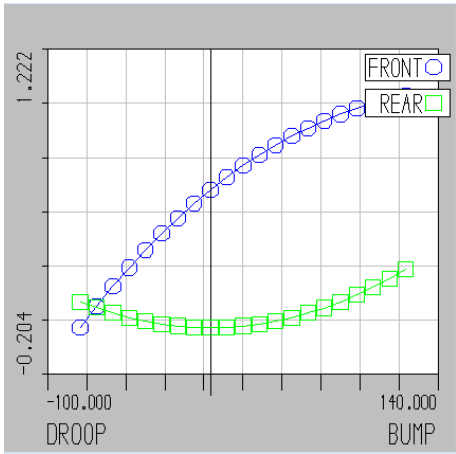


Figura 34: Dispersão dos valores do ângulo de convergência após 1ª alteração.

Após a alteração efetuada pode-se concluir que, ao se aumentar a posição do centro de rolamento da suspensão traseira, há um ligeiro aumento do ângulo de convergência.

Relativamente ao ganho de camber, este vai ter uma variação significativa que tem de se tentar colmatar nas futuras alterações. A Tabela 6 confirma esta variação, mostrando os valores máximos e mínimos que equivalem a um aumento de mais de 5° em relação à geometria inicial.

Observando a reta a verde, no gráfico da Figura 35, percebe-se que houve uma grande dispersão após a alteração efetuada. Para se atingir uma variação abaixo dos 5°, tenderá de se fazer alguns ajustes de forma a diminuir este valor, principalmente no semi-trailing arm.

Tabela 6: Valores referentes ao ganho de camber no *bump* após 1ª alteração.

	Triângulos	Semi-trailing arm
Bump	-1.825°	-3.566 °
Rebound	1.093°	2.368°

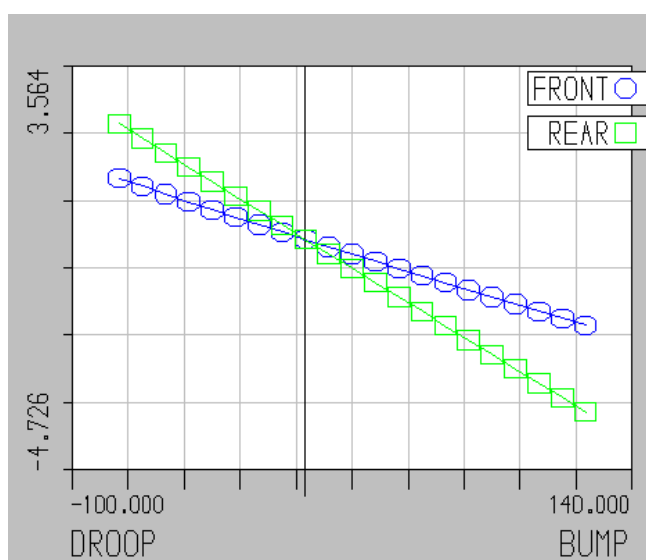


Figura 35: Variação do *Camber* após a 1ª alteração.

4.3.3 2ª Alteração

A 2ª alteração provém da 1ª alteração, com o intuito de se atingir os objetivos propostos a início. Sabendo que, por um lado, se pretende um comportamento preferencialmente neutro, mas que por outro lado, o aumento da posição do centro de rolamento traseiro traduzir-se-á num aumento significativo do ganho de camber, então optou-se pela descida do centro de rolamento dos triângulos sobrepostos.

A descida do centro de rolamento consistiu na descida da altura do braço inferior ao solo. Sugeriu-se uma descida de 20 mm, no eixo Z do software LSA, o que é possível ser efetuada na realidade, como mostra a Figura 36.



Figura 36: Ponto de ancoragem do triângulo inferior

Consequentemente haverá um aumento do ângulo de convergência à frente, quer seja na extensão quer na compressão do amortecedor.

Após efetuada a alteração das coordenadas de ambos os pontos do triângulo inferior, como se pode comparar entre a Figura 37 e a Figura 38, obteve-se um centro de rolamento (à frente) mais baixo, a uma altura do solo de aproximadamente de 76 mm.

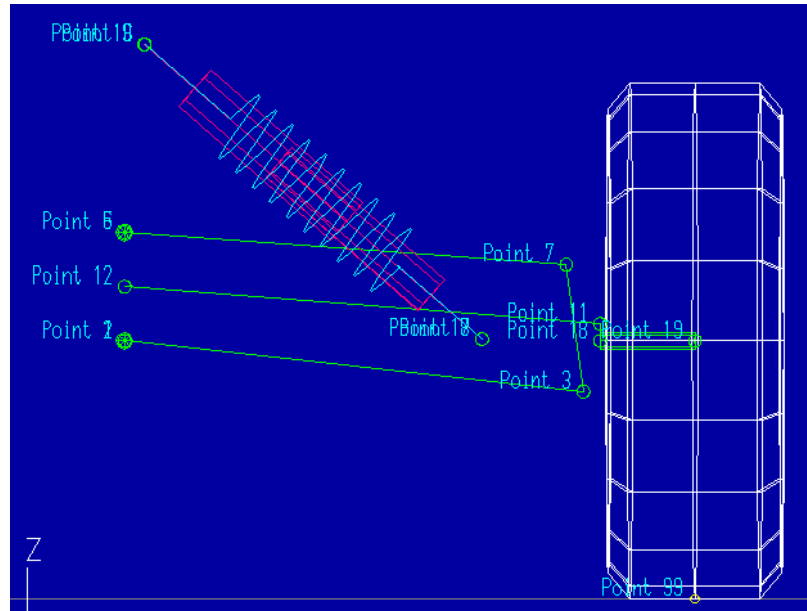


Figura 37: Vista de frente dos triângulos, na configuração inicial.

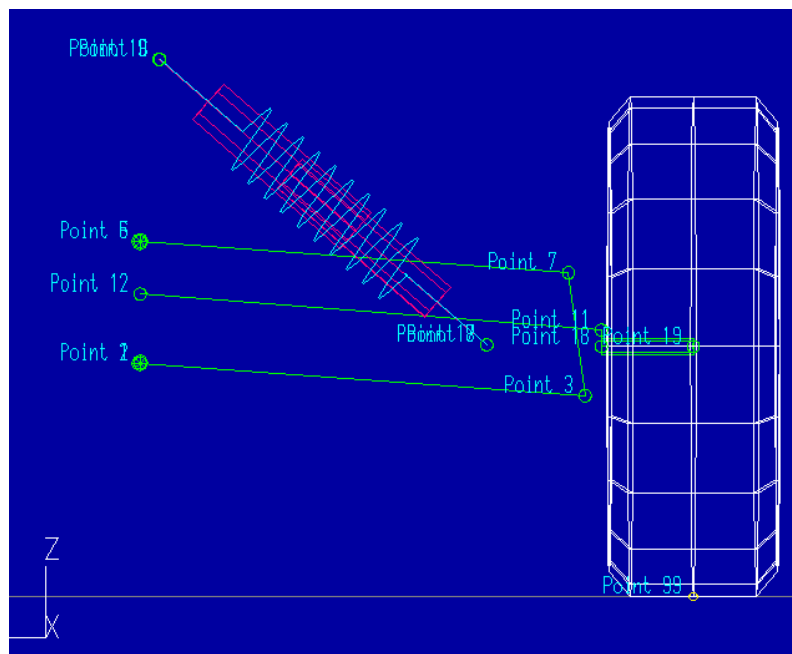


Figura 38: Suspensão dianteira após 2ª alteração.

O eixo de rolamento variou uma vez mais, provocando agora um comportamento subvirador no UTV como se pode verificar na Figura 39.

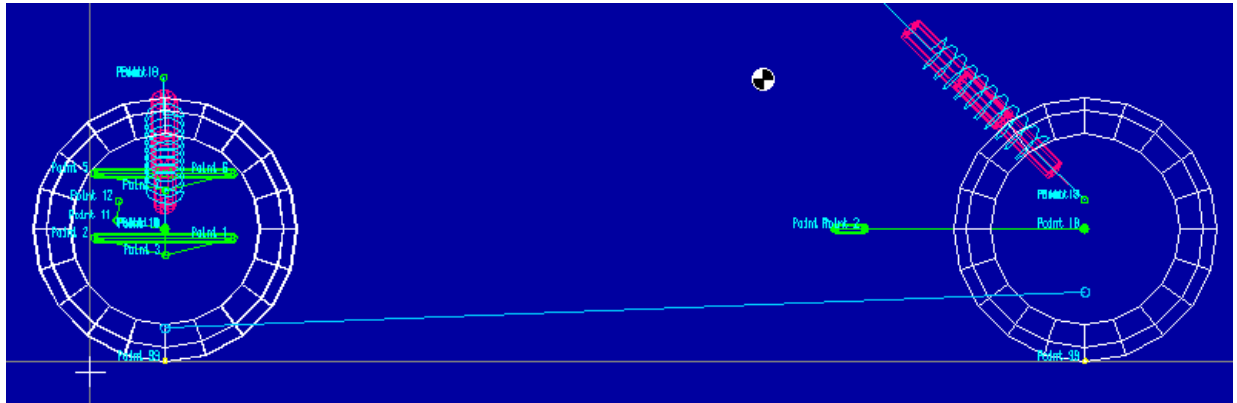


Figura 39: Geometria modificada perante a 2ª alteração.

Relativamente ao ângulo de convergência, apenas houve variações nos triângulos sobrepostos como era esperado. A suspensão fica ligeiramente divergente ao longo de todo o curso do amortecedor, como se pode verificar na Tabela 7 e no gráfico da Figura 40.

Tabela 7: Valores do ângulo de convergência referentes à 2ª alteração.

Triângulos	
Bump	-0.057°
Rebound	-0.634°

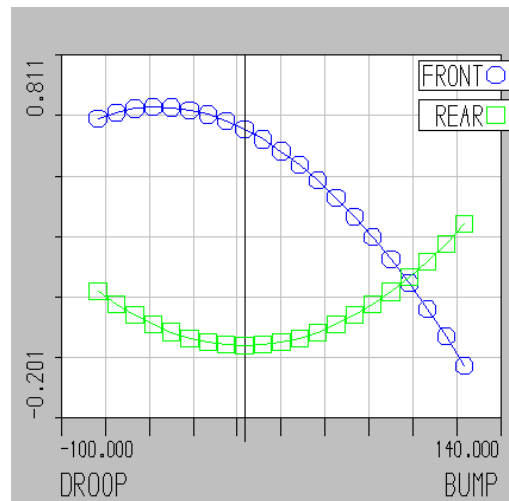


Figura 40: Valores do ângulo de convergência após 2ª alteração.

Esta divergência consequente da 2ª alteração deve ser tida em reflexão pois embora não se pretenda divergência nas rodas, durante a compressão do amortecedor, há que haver uma harmonia entre este parâmetro e a possibilidade de se obter um comportamento ligeiramente subvirador ou neutro.

Tendo em conta que a convergência preferencialmente deve ser menor que 1° , pode-se considerar que, na geometria de suspensão da frente, estas soluções satisfazem essa condição.

Na análise do ganho de camber verifica-se uma alteração significativa, como mostra a Tabela 8 e a Figura 41, mas os valores mantêm-se dentro do intervalo esperado, cumprindo assim o objetivo inicial para a geometria da frente.

Tabela 8: Valores de ganho de camber referentes à 2ª alteração

Triângulos	
Bump	0.231°
Rebound	-0.061°

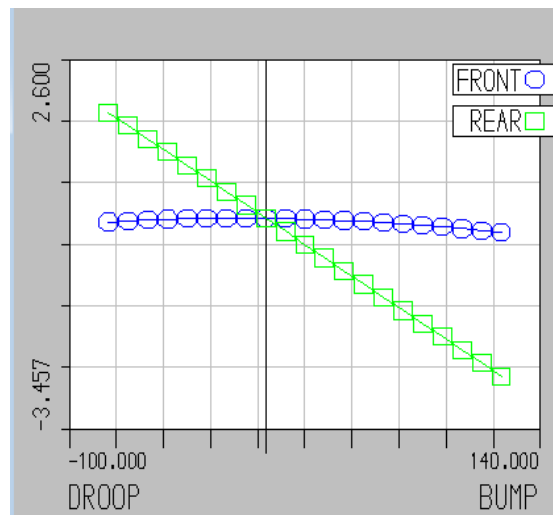


Figura 41: Dispersão dos valores de camber após 2ª alteração.

4.3.4 3ª Alteração

A 3ª alteração foi efetuada, na tentativa de melhorar os valores referentes aos parâmetros da geometria da suspensão traseira.

Nesse sentido desceu-se o ponto 2, no eixo Z, em relação ao ponto 1, de forma a se tentar diminuir os valores. Embora não seja um valor significativo, optou-se por uma descida de apenas 5 mm da coordenada Z, do ponto 2 (como se observa na Figura 42), de modo a não se comprometer o eixo de rolamento e se tentar diminuir ao máximo o ganho de camber que ainda é elevado.

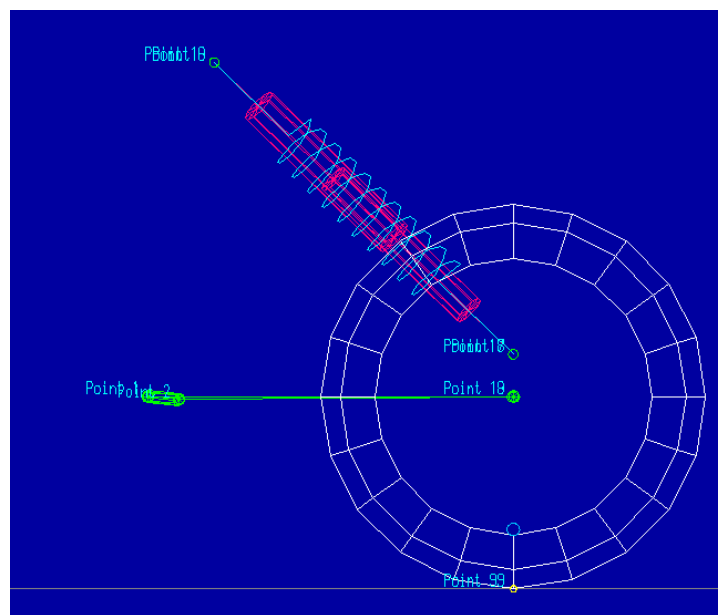


Figura 42: Geometria da suspensão de trás após 3ª alteração.

Como se pode ver na Figura 43, o eixo de rolamento ainda provoca um comportamento ligeiramente subvirador no veículo.

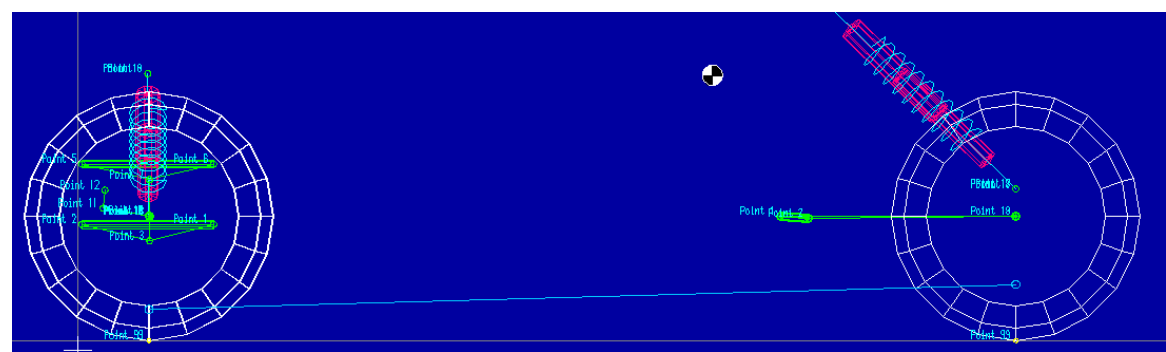


Figura 43: Representação das geometrias após 3ª alteração.

De forma a se perceber se houve uma alteração significativa que justificasse esta modificação, procedeu-se uma vez mais ao estudo no software LSA. O ângulo de convergência diminui quando o amortecedor está em extensão e aumenta ligeiramente quando o mesmo comprime. Tal efeito pode ser observado na Figura 44, e os respetivos valores máximos e mínimos na Tabela 9.

Tabela 9: Valores do ângulo de convergência após 3ª alteração.

Semi-trailing arm	
Bump	0.085°
Rebound	0.323°

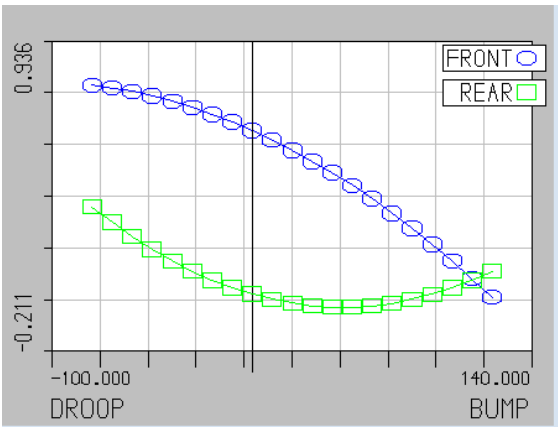


Figura 44: Toe angle do conjunto, com 3ª alteração.

No caso do ganho de camber, não houve alteração significativa, segundo análise da Tabela 10 e da Figura 45. Embora se procure sempre um resultado melhor para os parâmetros, em ambas as geometrias de suspensão, tem de se colocar a questão da necessidade de tal alteração para a obtenção destes resultados.

Tabela 10: Valores de ganho de camber consequentes à 3ª alteração.

Semi-trailing arm	
Bump	-3.566 °
Rebound	2.368°

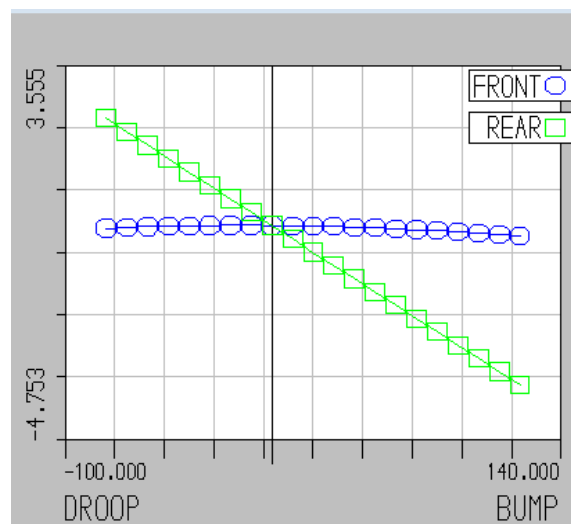


Figura 45: Dispersão do ganho de camber ao longo do curso do amortecedor.

4.3.5 4ª Alteração

Em todo o caso, após terem sido feitas as três modificações às geometrias de suspensão, apurou-se que havia ainda mais liberdade para a obtenção de melhores resultados. Nesse sentido, levou-se à redefinição da coordenada do ponto 2, no eixo X. Em vez dos 70 mm usados na 1ª alteração, reduziu-se para 50 mm para uma diminuição do camber em compensação pela ligeira descida do centro de rolamento traseiro.

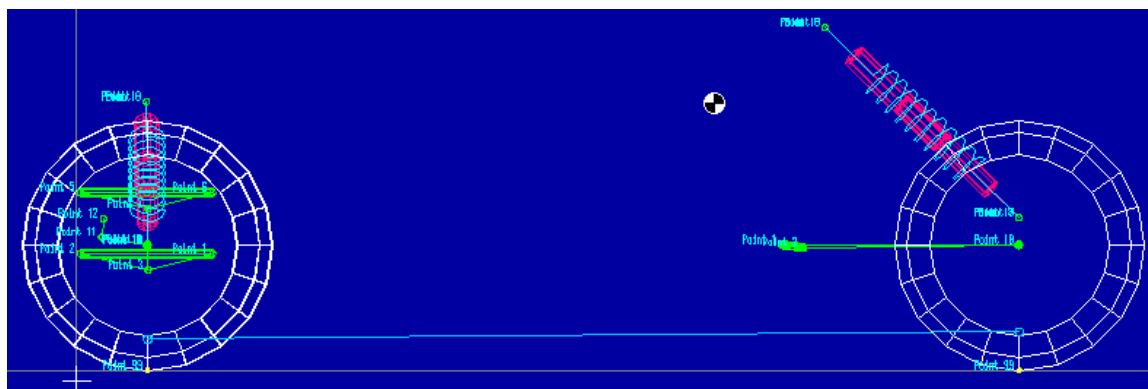


Figura 46: Geometria de suspensões após 4ª alteração.

Desta forma consegue-se atingir um ângulo de convergência inferior a 1° , camber abaixo de 5° e uma atitude ligeiramente subviradora em curva, como demonstrado pelos dados da Tabela 11 e da Tabela 12. Ambas dispersões podem ser analisadas pelas alíneas a) e b), da Figura 47, referentes ao ganho de camber e ângulo de convergência respetivamente.

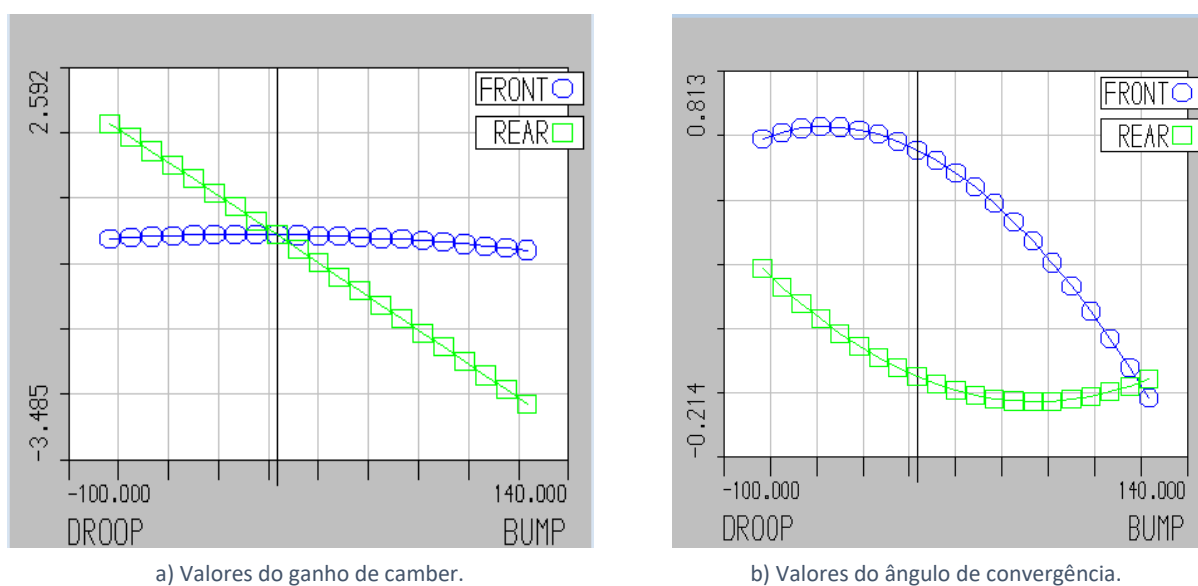


Figura 47: Valores referentes à 4ª alteração.

Tabela 11: Valores de camber no *semi-trailing arm*

Camber	Semi-trailing arm
Bump	-2.617 °
Rebound	1.724°

Tabela 12: Valores de convergência para o *Semi-trailing arm*

Toe Angle	Semi-trailing arm
Bump	-0.006 °
Rebound	0.288°

Em relação à altura do centro de rolamento de ambas as geometrias, os valores finais são apresentados na Tabela 13. O conjunto de geometrias modificadas, pode ser observado na Figura 48.

Tabela 13: Altura do RC ao solo, após alterações.

Triângulos Sobrepostos	76 mm
Semi-Trailing arm	94 mm

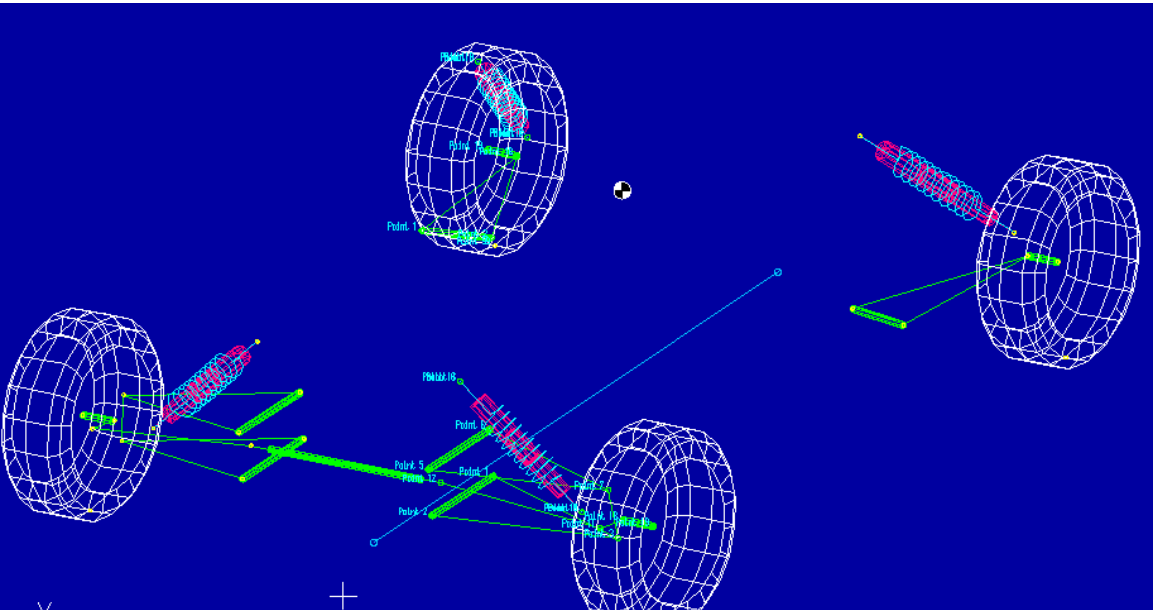


Figura 48: Geometrias de suspensão após as modificações, segundo o software LSA.

4.4 Anti-dive

O UTV em estudo tem uma grande percentagem do seu peso concentrada na traseira, pois é onde toda a unidade motriz do veículo se encontra. Nesse sentido há que verificar os valores de *Anti-dive* de forma a se perceber se, a frente do veículo afunda sempre que existe uma travagem. Os valores obtidos apontam para 98,55% de *anti-dive*, observáveis pelo gráfico da Figura 49, querendo dizer que dificilmente se verá este veículo a afundar a sua frente, no momento de travagem.

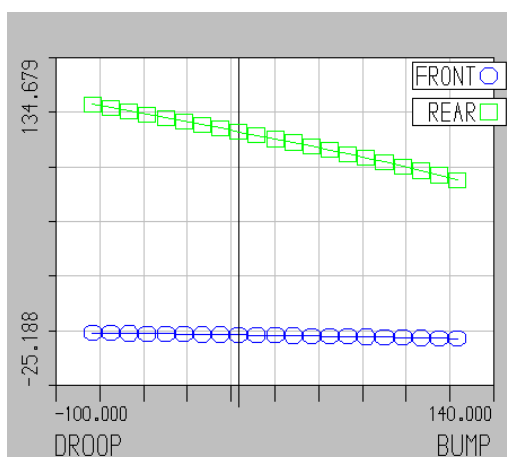


Figura 49: Percentagem de Anti-dive nas respetivas suspensões.

4.5 Anti-squat

No caso do anti-squat é esperado um valor baixo, devido às razões expressas anteriormente. Neste caso, este valor é aproximadamente igual a 1.97% como pode ser observado na Figura 50. É um valor bastante baixo para o esperado, o que significa que a qualquer aceleração o veículo tenderá a baixar a sua traseira, em demasia.

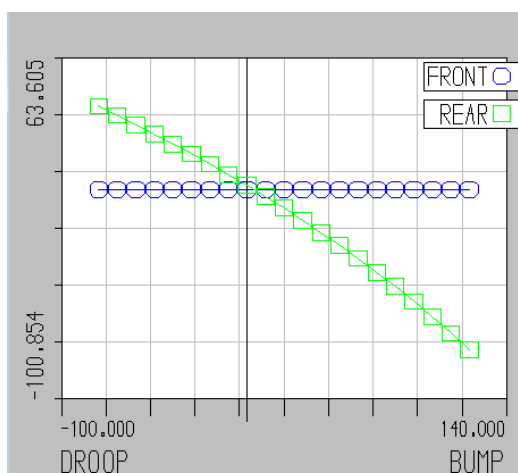


Figura 50: Percentagem de anti-squat para as diferentes suspensões.

5 Análise de esforços nas geometrias de suspensão existentes.

5.1 Suspensão dianteira - Triângulos sobrepostos:

Para efeitos de melhoramento das geometrias de suspensão, presentes no veículo, procedeu-se ao seu estudo a nível estrutural e, posteriormente, ao estudo das modificações sugeridas no *lotus*. Como referido anteriormente, o objetivo proposto é diminuir a massa e simplificar os desenhos das peças de ambas as geometrias, sem deteriorar a sua resistência mecânica.

Foi utilizado o módulo *Simulation* do software *SolidWorks* para o estudo de esforços, tensões instaladas e deformações. Na utilização deste software foi necessário impor as condições fronteira mais adequadas. Foram também utilizados elementos de contacto para algumas forças de ligação, nomeadamente as rótulas.

Para avaliação do desempenho estrutural de cada um dos componentes foram simulados casos de carga e analisadas as tensões distribuídas. Considerou-se uma carga estática com um coeficiente de majoração de 2 valores, equivalente a uma aceleração vertical de 2G's. Foi ainda considerada uma distribuição de peso de 35% para o eixo dianteiro e 65% para o eixo traseiro. O veículo apresenta uma massa aproximada de 700 kg (similar a um *Polaris 2018 RZR XP1000*) que, distribuída com a relação referida, descarrega 2450 N em cada uma das rodas do eixo da frente.

Para se proceder à simulação da suspensão dianteira teve de se introduzir as propriedades mecânicas do material utilizado nesta suspensão. Na impossibilidade de determinar o aço que é utilizado nas peças das suspensões de origem, foi assumido ser um aço de construção como uma liga de aço S235J0, o mesmo proposto para a construção dos desenhos sugeridos. Este material possui as seguintes propriedades:

- Módulo de elasticidade: 210 GPa
- Coeficiente de *Poisson*: 0.28
- Tensão de cedência: 275 MPa
- Densidade: 7800 kg/m³

A geometria da suspensão original que foi simulada foi modelada no mesmo software e esta representado pela Figura 51

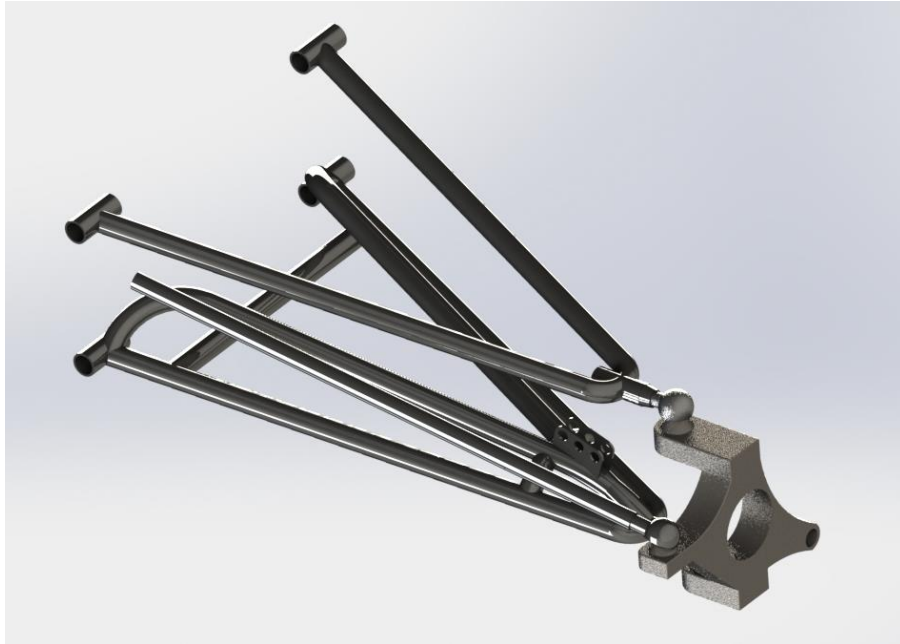


Figura 51: Geometria inicial dos triângulos sobrepostos utilizados no eixo frontal.

Após a introdução das propriedades do material, aplicaram-se as condições fronteira, que neste *software* são condições predefinidas aplicadas as faces da modelação, como a opção “*hinge*” (dobradiça) ou “*fixed*” (contacto fixo), de forma a se impedir certos deslocamentos ou rotações.

Neste caso de estudo, assumiu-se as faces interiores dos tubos, correspondentes aos pontos de amarração ao quadro, e as faces do apoio do amortecedor. Estas faces têm aplicados vetores, a verde na Figura 52, com diferentes direções, que correspondem às direções cujo movimento é impedido. Foi aplicada a opção de “hinge” que permitirá a rotação dos elementos e o seu deslocamento ascendente/descendente, assim que a força é imposta.

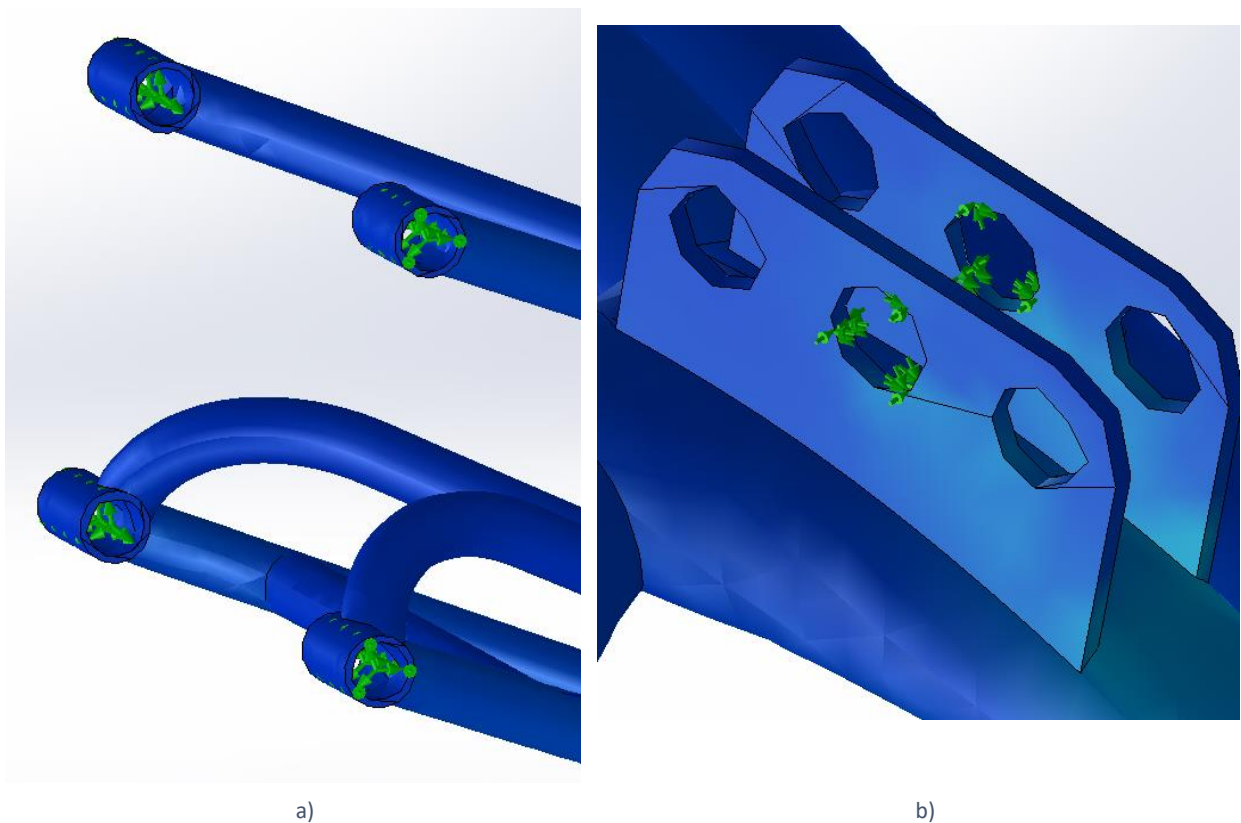


Figura 52: Faces dos triângulos impedidas de deslocamentos.

O tirante da direção foi restringido pela opção “fixed”, tornando-se um apoio fixo que impede as deslocações nos três eixos.

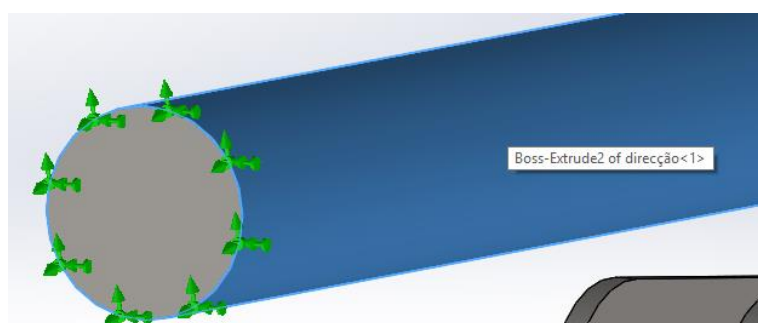


Figura 53: Condições fronteira no tirante da direção.

A seta a roxo é referente ao vetor da força aplicada na geometria em estudo. A força encontra-se localizada no ponto de contacto do pneu com o solo e é à manga-de-eixo. No software, esta força é aplicada a 284 mm de distância da manga de eixo (representando o raio da roda) e a 30 mm de distanciamento da face exterior da manga-de-eixo (representando o descentramento da jante), como é ilustrado na Figura 54.

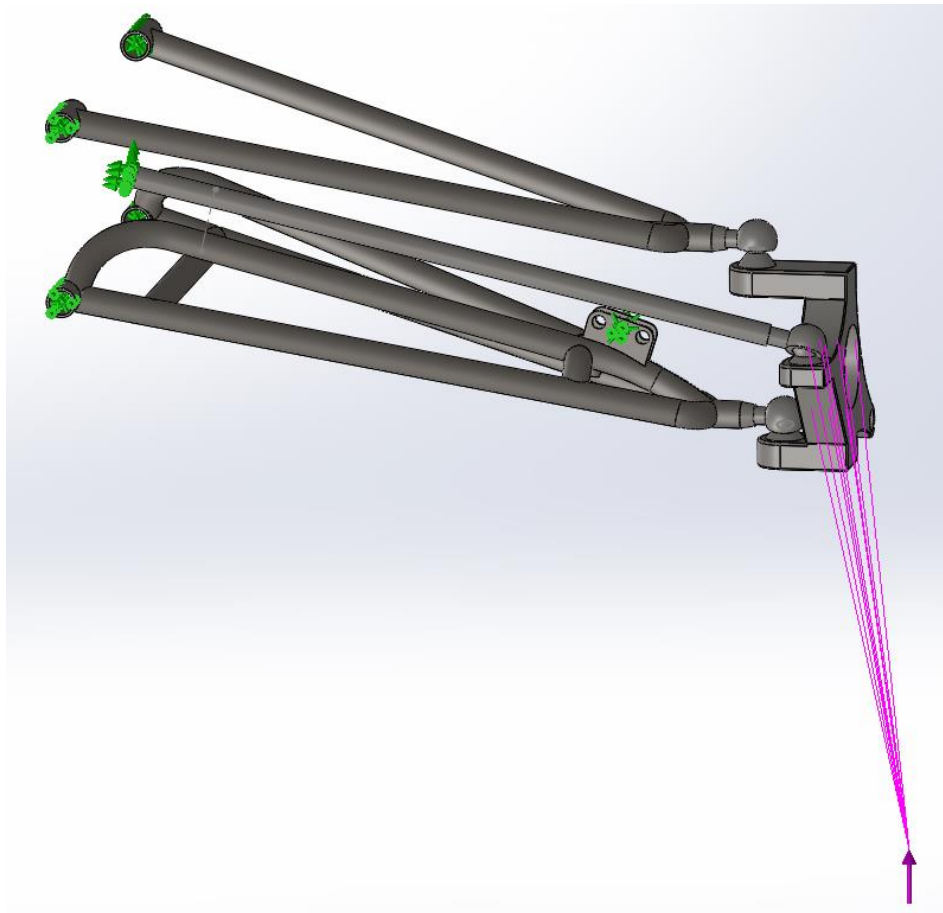


Figura 54: localização e direção de aplicação das forças externas com forças aplicada.

Aplicando a força, da forma acima descrita, foram determinados os pontos críticos dos braços da suspensão, pontos com maiores valores de tensão, pois são os pontos sensíveis que têm maior probabilidade de ceder, sendo visíveis pela cor a verde da Figura 55, respeitando o gradiente de cores fornecido pelo software. São esforços muito localizados que apenas incidem nesta zona dos triângulos. Note-se que em nenhum ponto a tensão instalada ultrapassa a tensão de cedência do material.

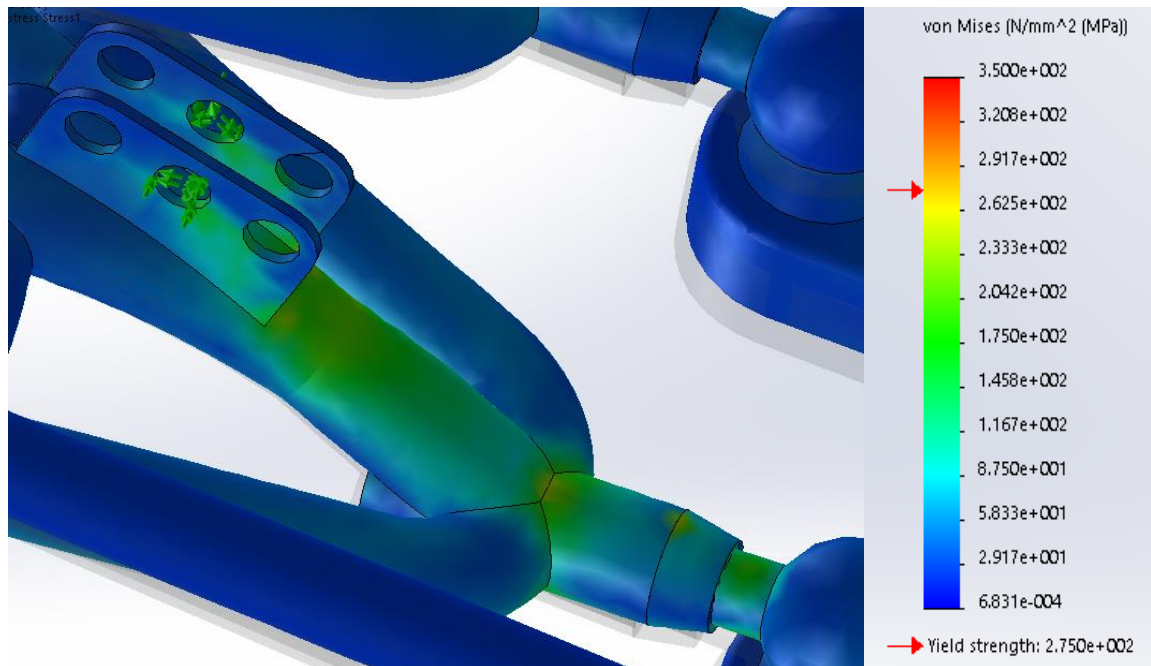


Figura 55: Região de maior tensão instalada, na suspensão de triângulos sobrepostos.

A tensão de cedência do material é de 275 MPa e não é ultrapassada, segundo o gradiente de cores da Figura 55. A zona a verde é referente a tensões inerentes a um intervalo [145; 235 MPa] o que se pode concluir que o triângulo está bem dimensionado para as cargas consideradas. O valor estimado da massa do conjunto, resultante da modelação, é aproximadamente de 5520 g, sendo que, do total, 2407 g correspondem aos braços de suspensão.

5.2 Suspensão traseira - Trailing arm.

Para modelar o monobraço da suspensão original traseira foram utilizados elementos de viga, *Weldments*. Resultante da aplicação deste tipo de elementos na modelação, ao se correr o *meshing* a simulação aplica automaticamente os elementos de viga para a resolução do problema.

Para além destes tubos, há também duas chapas em ambos os planos laterais da geometria, que contribuem com o reforço necessário, como mostra a Figura 56. No entanto não foi possível realizar a simulação com estas chapas laterais de reforço já que o *simulation* não permitiu a ligação entre elementos de viga e elementos sólidos.

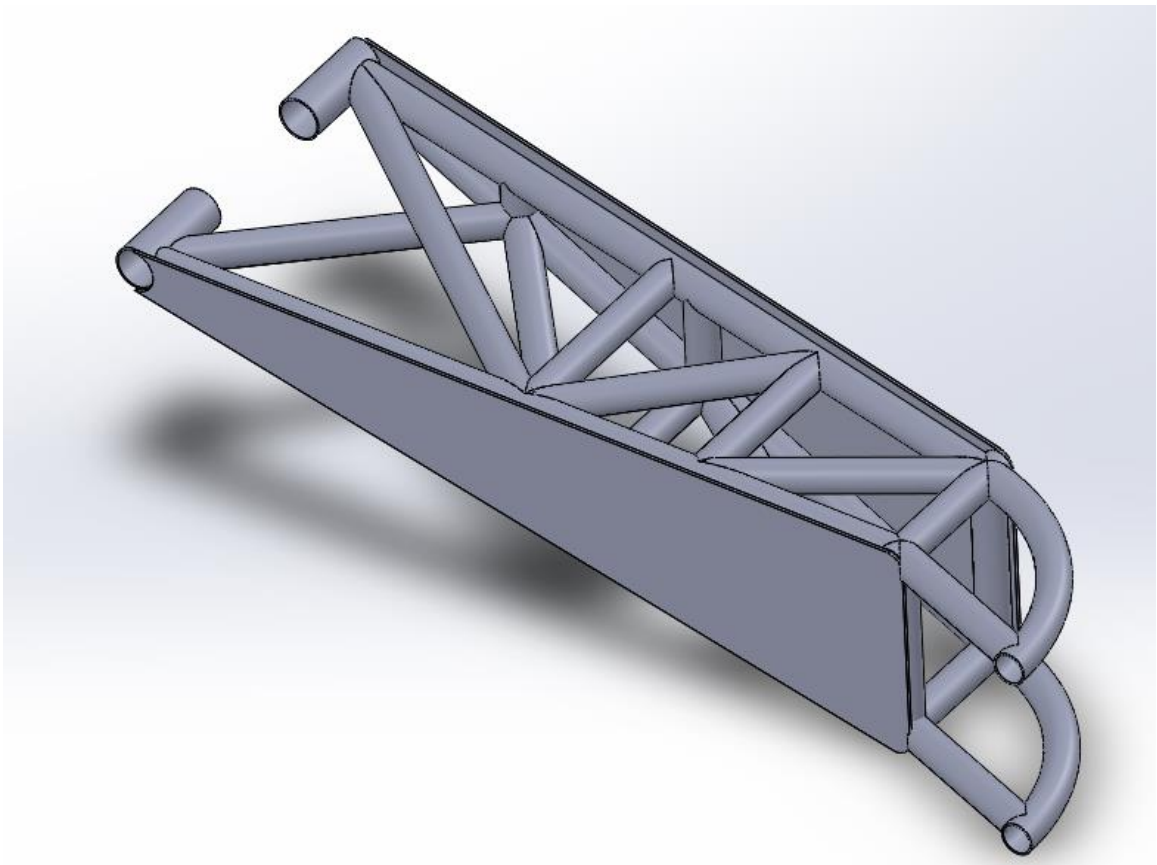


Figura 56: Representação do braço da suspensão, com as chapas laterais de reforço.

Dessa forma, estudou-se a o conjunto sem as chapas laterais e procedeu-se à aplicação das condições fronteiras. Optou-se por se afixar os nós, referentes aos pontos de ancoragem ao quadro e a barra no qual o amortecedor seria colocado. De seguida aplicou-se uma carga nos dois nós, onde a manga-de-eixo está soldada, como se pode observar na Figura 57.

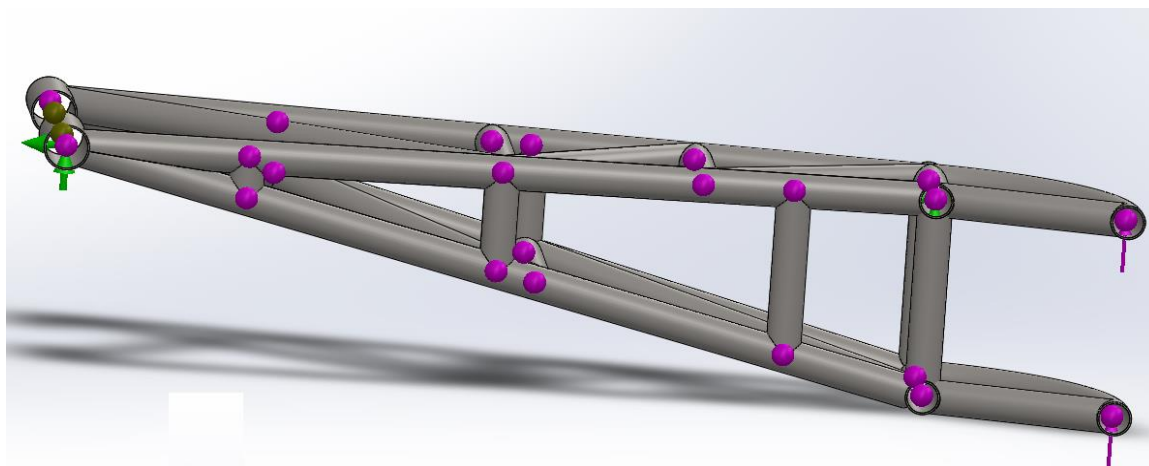


Figura 57: Estudo dos esforços no trailing arm.

Nessa estrutura aplica-se uma carga de 4550 N, equivalente a 65% dos 700 kg do veículo a 2 G's. Os pontos críticos neste caso, estão localizados com a cor a vermelho (na Figura 58), pois ultrapassam a tensão de cedência do material.

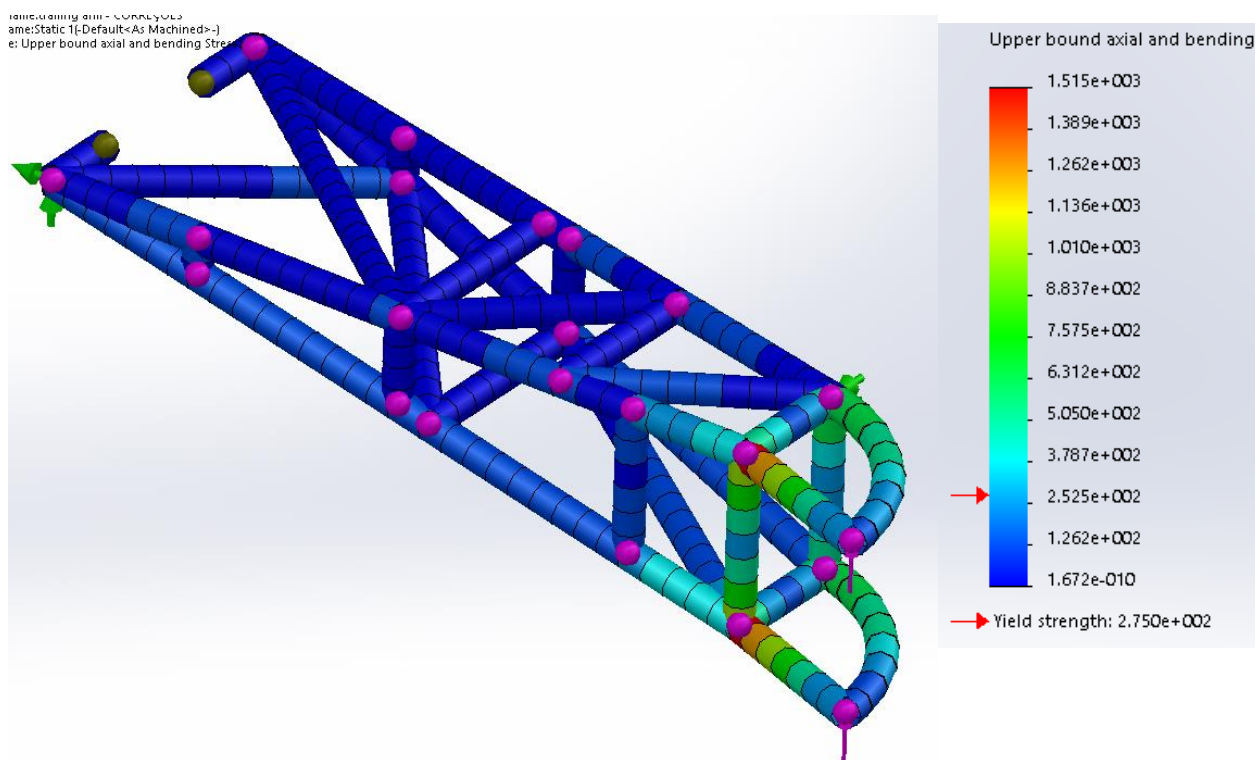


Figura 58: Esforços instalados no trailing arm em MPa.

Consegue-se perceber que, ao se aplicar os esforços na geometria, grande parte do conjunto irá resistir aos esforços. A zona mais afetada é adjacente à manga-de-eixo e é onde a reação do amortecedor está aplicada. Conclui-se que não há necessidade de tantos tubos, nesta geometria, mas há que reforçar os pontos críticos. Embora existam as duas chapas laterais, tem de se estudar a ver se não será necessário um maior reforço.

Deverá de se ter também em conta a colocação do amortecedor, pois como a sua função é amortecer todo o tipo de vibrações e solicitações provenientes do solo, será sempre um ponto fulcral para não haver a rotura do conjunto.

Esta peça é bastante robusta e, como já referido, tem um excesso de elementos estruturais que podem ser simplificados, sem haver comprometimento da sua resistência mecânica. Só esta estrutura pesa cerca de 3324 g, em conjunto com a sua manga-de-eixos.

5.3 Suspensão dianteira - Triângulos sobrepostos modificados.

Nos triângulos sobrepostos, representados pela Figura 59, houve a necessidade de transformar o braço inferior, numa peça mais simples, mas preservando a sua resistência. No apoio do conjunto mola-amortecedor, simplificou-se a chapa existente, ficando a possuir unicamente um furo, pelo facto de não se ter encontrado diferenças significativas nos valores da razão de deslocamento, que tornassem evidentes as diferenças na afinação da suspensão, de modo a que esta ficasse mais ou menos rígida.



Figura 59: Triângulos sobrepostos seguindo a nova geometria

Ambos braços curvos foram substituídos, para diminuir o peso da geometria já que, anteriormente, se tinha visto que a estrutura sustinha os esforços aplicados. Desta forma simplificou-se o braço inferior, como se pode observar na Figura 60. Com isto, conseguiu-se uma redução de 675 g, segundo a modelação do software.



Figura 60: Triângulo inferior redesenhado

A manga-de-eixo é uma peça no qual várias modificações podem ser feitas no desenho da peça de forma a reduzir o seu peso. No entanto, visto que há um critério de se aproveitar certas peças já existentes no veículo e, a modelação produzida é uma representação aproximada da existente, apenas se apresenta aqui um exemplo (Figura 61) de possível sugestão.

Neste exemplo diminuiu-se a espessura da parede de contacto com a jante, de 30 mm para 20 mm, e retirou-se algumas porções da manga-de-eixo. Esta modificação permite uma redução de um valor inicial de 3095 g para 1883 g, e este exemplo consegue sustentar as mesmas tensões instaladas na manga-de-eixo inicial.



Figura 61: Manga-de-eixo da frente reduzida em peso.

Procedeu-se à simulação do novo desenho dos triângulos em união com a manga-de-eixo original. Aplicando a mesma carga inicial, na mesma posição, estudou-se os pontos críticos que surgiram assim que a tensão é instalada no conjunto.

Na Figura 62 e Figura 63, apresentam-se os esforços em MPa (Mega Pascal) aplicados ao longo do braço de suspensão e nas rótulas. Como se pode verificar, o braço inferior sofre tensões superiores à tensão de cedência, principalmente em torno do tubo no qual o amortecedor é fixado. Assim sendo, têm de se chegar a uma solução de modo a que esta geometria consiga sustentar as tensões instaladas.

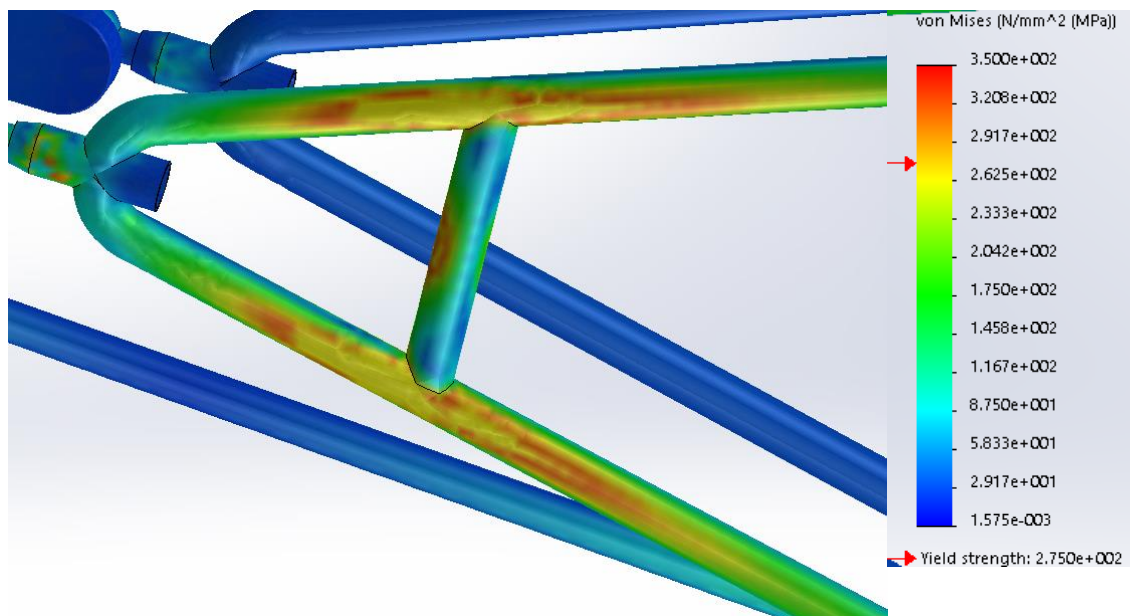


Figura 62: Esforços instalados nos triângulos sobrepostos

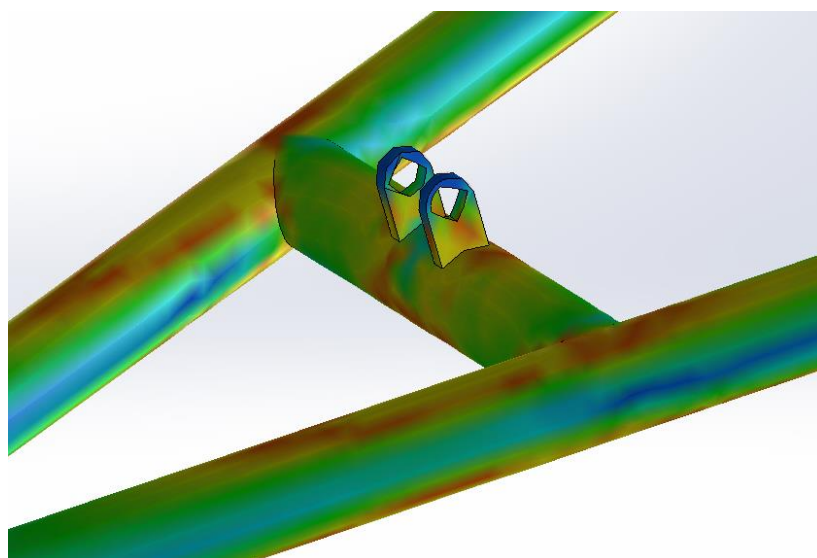


Figura 63: Esforços instalados no triângulo inferior.

5.3.1 Possíveis soluções:

Existem várias soluções para se tentar reduzir este efeito no braço inferior da geometria de triângulos sobrepostos. Uma possível solução passa pela utilização de um tubo com uma parede de tubo maior. Até agora, tem-se utilizado um tubo cujas dimensões são 20x1,5 mm e, já se verificou que não é suficiente para sustentar as tensões instaladas. Dessa forma, procedeu-se ao aumento da espessura da parede do tubo, estudando diferentes espessuras, de modo a se perceber qual é o mais eficaz.

Após várias tentativas, com dimensões diferentes, percebe-se que a utilização de uma espessura de 3 mm é o máximo que se poderá aumentar, de forma a não entrar em conflito com o objetivo referente à redução de peso. No entanto não é suficiente para a peça não ceder. A Figura 64 ilustra o contraste das tensões instaladas, que comparativamente com a Figura 63 são inferiores.

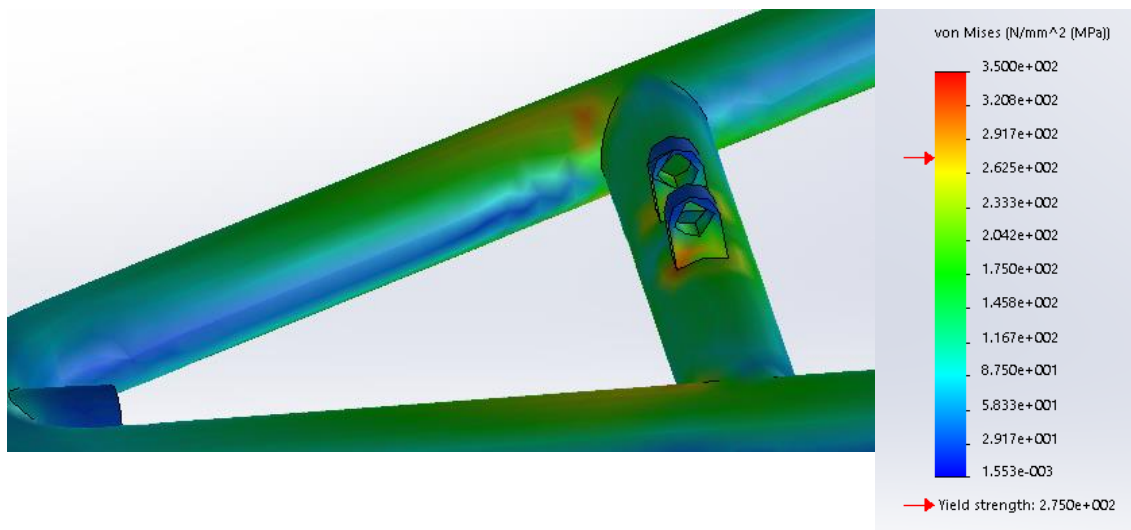


Figura 64: Estudo de análise estrutural a um tubo de 20x3 mm.

Outra solução possível é a alteração do material, inicialmente considerado, para um com melhores propriedades mecânicas, como a liga 18CrNiMo7-6:

- Módulo de elasticidade: 210 GPa
- Coeficiente de *Poisson*: 0.28
- Tensão de cedência: 785 MPa
- Densidade: 7800 kg/m³

Esta alteração deve-se pelo simples facto de haver a necessidade de se precisar de um material com uma tensão de cedência maior, para resistir aos esforços solicitados. Esta solução não implica o aumento da espessura da parede do tubo, o que vai em conta a tentativa de redução de peso, do conjunto.

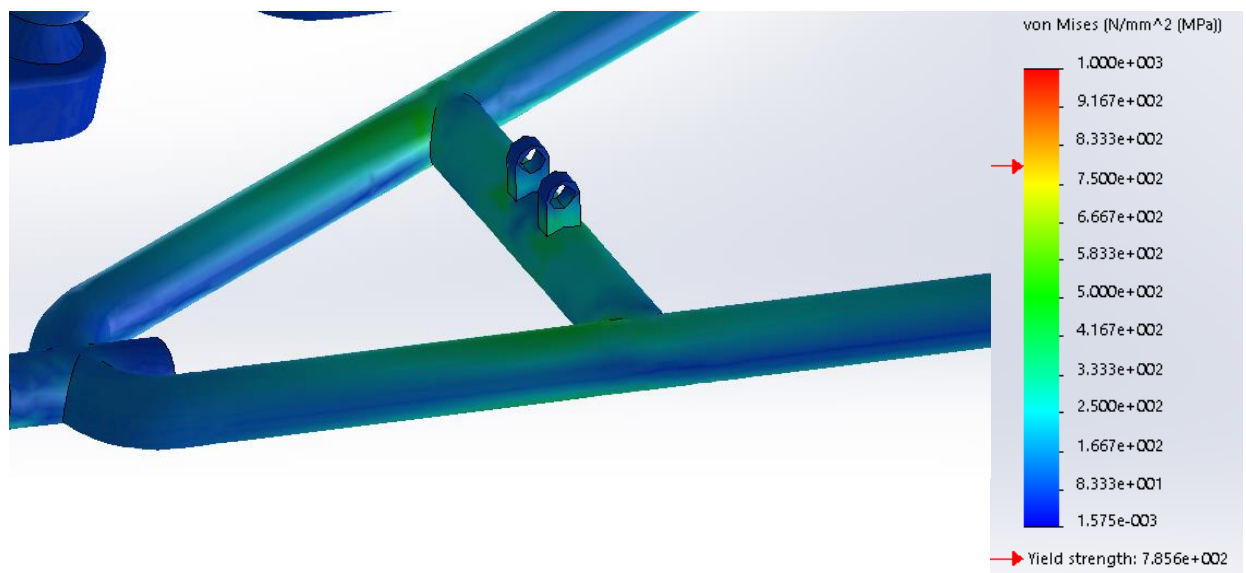


Figura 65: Geometria de suspensão, com diferente material.

Com esta solução a geometria de suspensões apresenta um coeficiente de segurança de 1,5 e uma redução de 600 g, referente ao braço inferior.

5.4 Suspensão traseira - Semi-Trailing-arm e novo desenho do monobraço

O *trailing-arm* existente foi transformado para um *semi-trailing arm*, como referido anteriormente, para satisfação dos requisitos de um melhor desempenho da suspensão, e redesenhado para ser mais leve, simples e com uma resistência mecânica igual ou superior, visto que as suas características iniciais se prendiam apenas na sua robustez e resistência. A solução a que se chegou, pode ser observada na Figura 66.



Figura 66: Semi-Trailing arm

Composto por dois braços tubulares, orientados no mesmo seguimento das alterações efectuadas no LSA, ou seja, o segundo ponto de amarração encontra-se deslocado 50 mm para trás, relativamente ao primeiro ponto, seguindo a ideia da 4ª alteração efectuada.

De forma a se ter maior rigidez entre os tubos, aplicou-se duas chapas de 1,5 mm, cujo desenho teve em conta a redução de peso e daí a presença de certos recortes em formato circular, como é visível na Figura 67 .



Figura 67: Vista auxiliar do Semi-trailing arm

No topo e na parte inferior, ambos os braços foram interligados por outras duas chapas de 1,5 mm para aumentar a resistência a esforços transversos. Na peça também estão presentes duas pequenas chapas, referentes à localização onde o amortecedor é afixado ao trailing arm, e a manga-de-eixo traseira que foi concebida unicamente para o conjunto.

Para a modelação deste monobraço não foram utilizados os elementos *welments* como na análise do monobraço existente. Foi realizada uma modelação sólida para que o módulo *simulation* pudesse criar uma malha com elementos 3D tetraédricos sólidos e, desta forma apresentar uma melhor visualização de resultados, sobretudo com a integração da análise tubos e chapas ligados entre si.

Procedendo-se ao estudo dos elementos da geometria concluiu-se que, segundo a Figura 68, os pontos críticos irão estar presentes na zona de fixação do amortecedor, em particular nas chapas de fixação. Há também alguns pontos sensíveis nas chapas, da parte inferior como se pode observar na Figura 69.

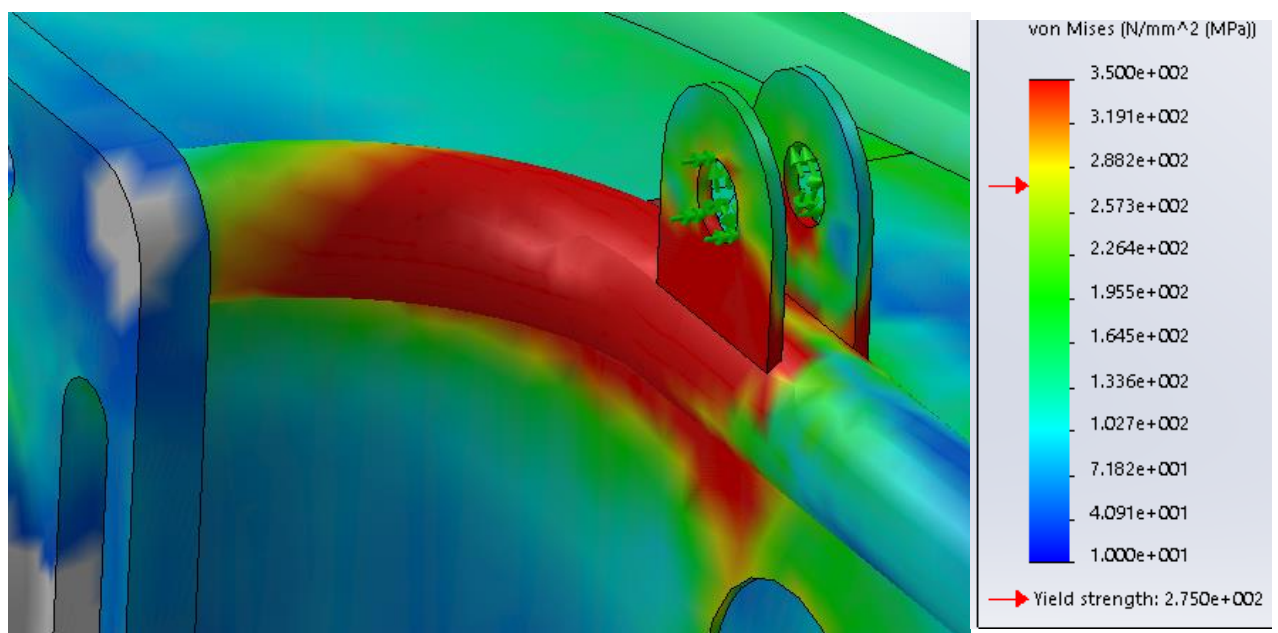


Figura 68: Ponto crítico do semi-trailing arm.

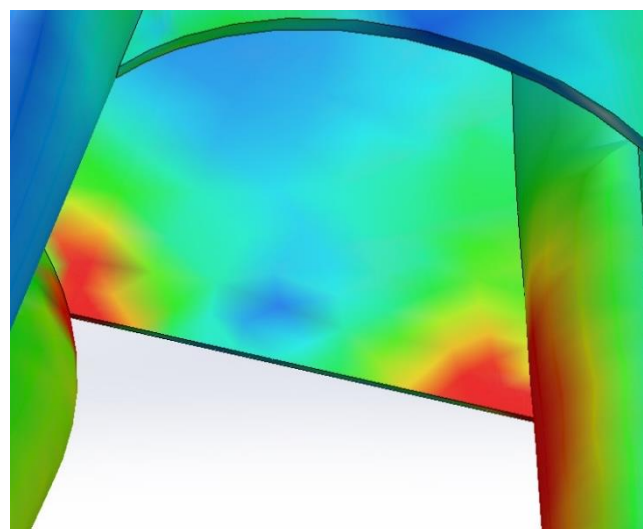


Figura 69: Vista auxiliar dos esforços instalados.

A geometria de suspensão traseira apresenta o seguinte estado de tensão, como se observa na Figura 70. Tal como na geometria dianteira, há a hipótese de se seleccionar um tubo com uma parede de maior espessura. No entanto, apenas diminui ligeiramente as zonas onde a tensão instalada é superior à de cedência, como se pode comparar ao se observar a Figura 71.

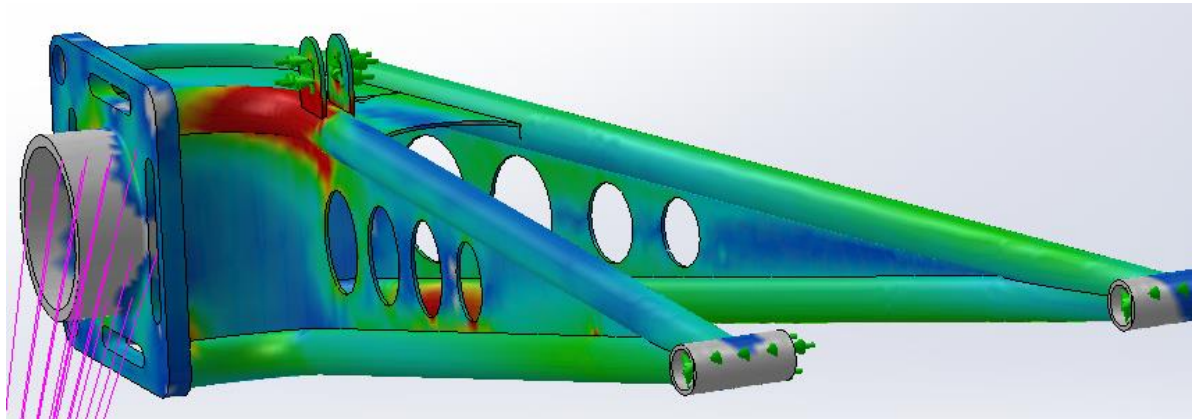


Figura 70: Estado de tensões na geometria semi-trailing arm.

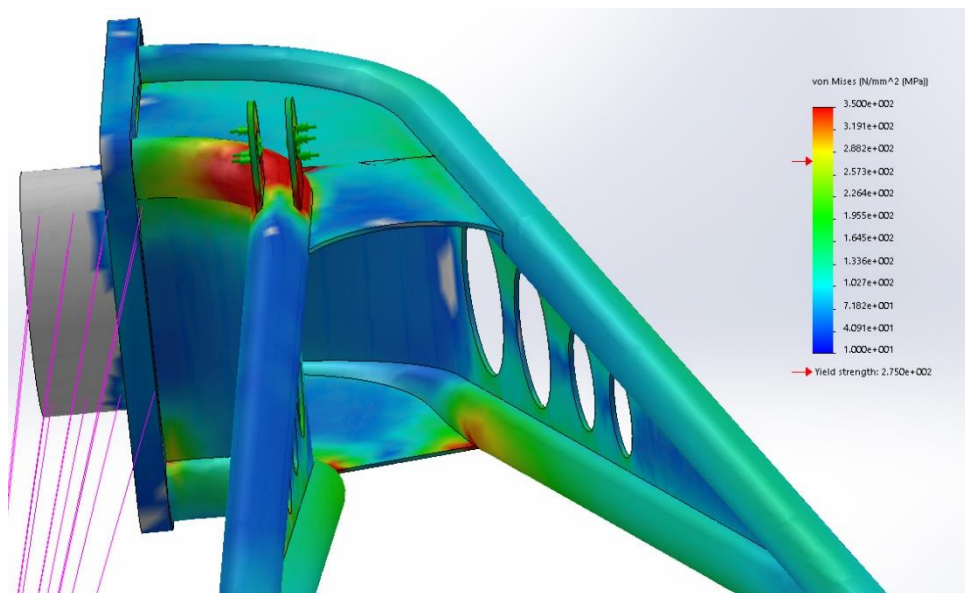


Figura 71: Estado de tensões na nossa geometria traseira, com um aumento da espessura do tubo.

Desta forma procedeu-se à mesma solução, anteriormente utilizada, que é a utilização de outra liga de aço. A liga 18CrNiMo7-6, com as propriedades referidas anteriormente, foi utilizada para os mesmo ensaios, e os resultados são apresentados na Figura 72e na Figura 73.

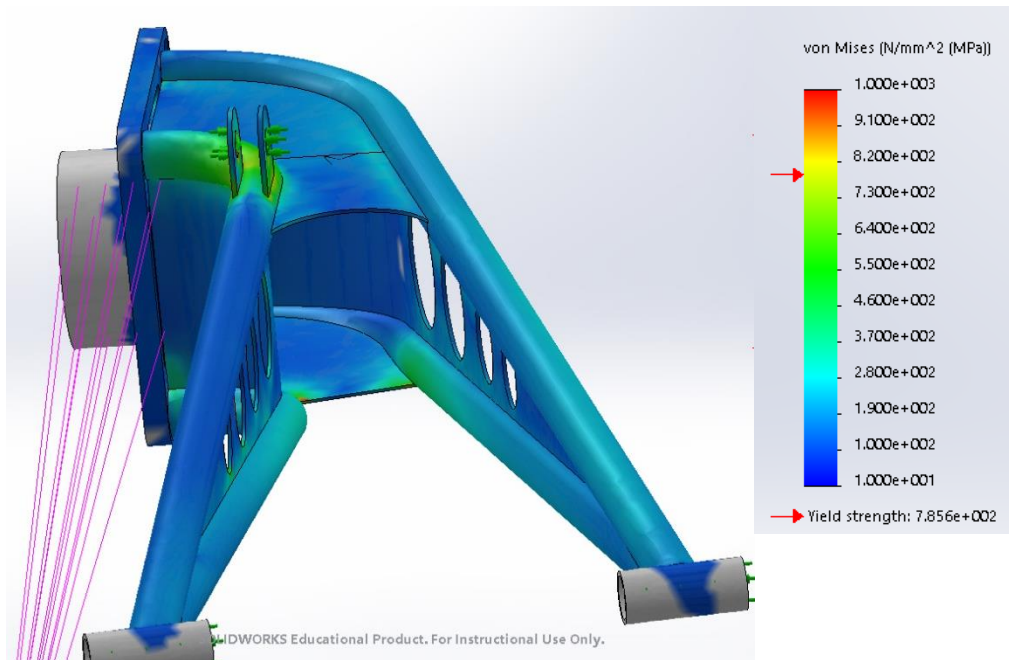


Figura 72: Semi-trailing arm, com diferente liga de aço.

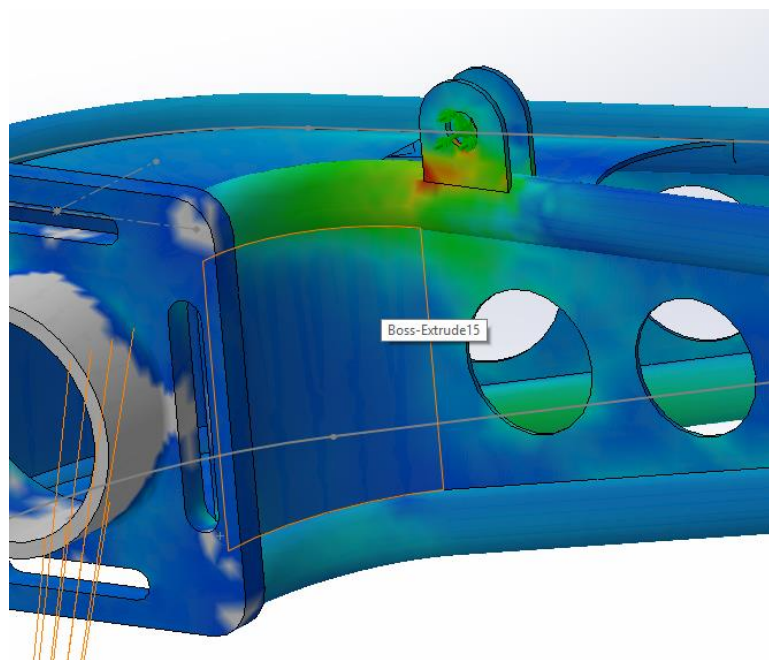


Figura 73: Vista auxiliar das zonas afetadas pelos esforços instalados.

Este conjunto apresenta uma redução de, no mínimo, 200 g, relativamente ao trailing arm, havendo ainda espaço para um aumento na redução de massa. A manga-de-eixo de trás pode ainda sofrer algumas modificações e as chapas podem sofrer alguns cortes, de forma a se produzir uma maior redução. Dois exemplos de redução são ilustrados pela Figura 74 e Figura 75.



Figura 74: Possível modificação para redução de peso.

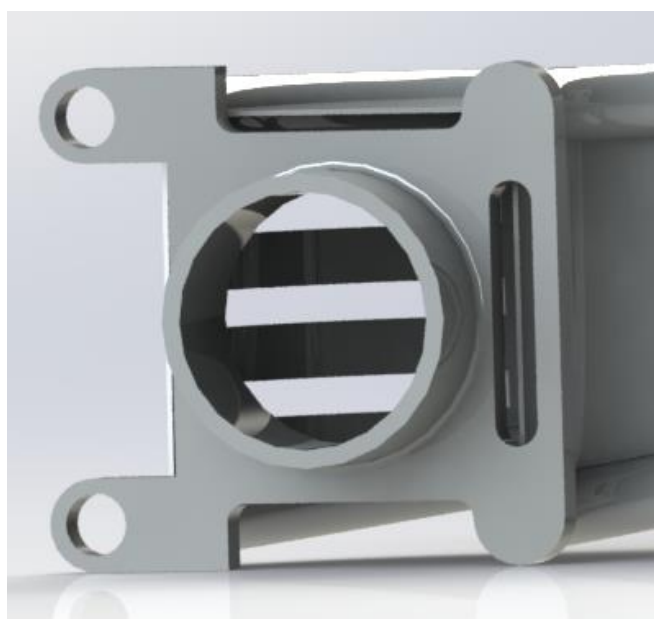


Figura 75: Exemplo de possível redução da manga de eixo.

CONCLUSÕES

6 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

6.1 CONCLUSÕES

Perante o desafio proposto houve a necessidade de alterar certos aspetos em ambas as suspensões, tendo a suspensão traseira sofrido mais alterações.

No caso da suspensão dianteira, com uma geometria de triângulos sobrepostos, houve a alteração do seu triângulo inferior que apresentava um desenho complexo, mas que não trazia benefícios por esse desenho. Deste modo simplificou-se o seu desenho, mantendo a mesma resistência, mas reduzindo o seu peso. No caso dos pontos principais desta geometria, ambos os pontos de ancoragem inferiores foram descidos, de forma a melhorar o comportamento dinâmico do veículo.

No caso da suspensão traseira, que é um *trailing-arm*, optou-se por propor alterar a sua geometria de forma a melhorar o comportamento do UTV. Desta forma transformou-se o *trailing-arm* para um *semi-trailing arm*, o que implica alterações mínimas no quadro do veículo respeitando um dos requisitos deste trabalho. Esta diferença de desenho apenas altera os pontos de ancoragem, mas corrige a posição do RC que deixa de estar ao nível do solo.

Com a correção da posição do RC traseiro foi possível reposicionar o eixo de rolamento do veículo e alterar o seu comportamento em curva, passando de sobrevirador a quase neutro ou ligeiramente subvirador, tornando o UTV mais estável em curva.

Com a alteração da geometria da suspensão traseira, foram conseguidas algumas vantagens suplementares. Na presente proposta de alterações, o veículo passa a ter um ganho de *camber* de cerca de 4 graus, o que melhorará o seu *grip* em curvas com G's laterais elevados.

O UTV apresenta um comportamento subvirador, um ângulo de *camber* dinâmico abaixo dos 5° e um ângulo alteração de convergência abaixo de 1°, em ambas as geometrias.

Estruturalmente, apresentou-se duas propostas, uma sendo o aumento da espessura do tubo e a segunda referente à utilização de outra liga de aço com uma tensão de cedência superior. Verificou-se que a segunda solução permite a ambas as geometrias suportar os esforços instalados.

6.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Como proposta para trabalhos futuros, sugere-se a possibilidade de:

- criar novas formas para possibilitar melhor posicionamento dos amortecedores das suspensões, quer nos triângulos ou monobraço quer no quadro
- prosseguir com a otimização de ambas as suspensões para um chassis melhorado.
- Melhorar e aprofundar o estudo realizado, incluindo casos de carga com G's laterais e frontais.

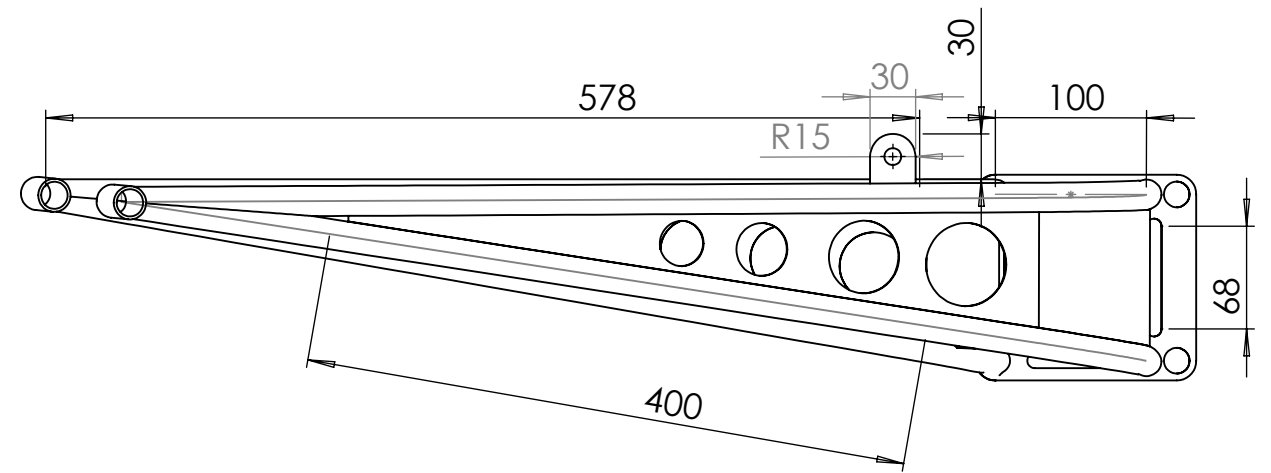
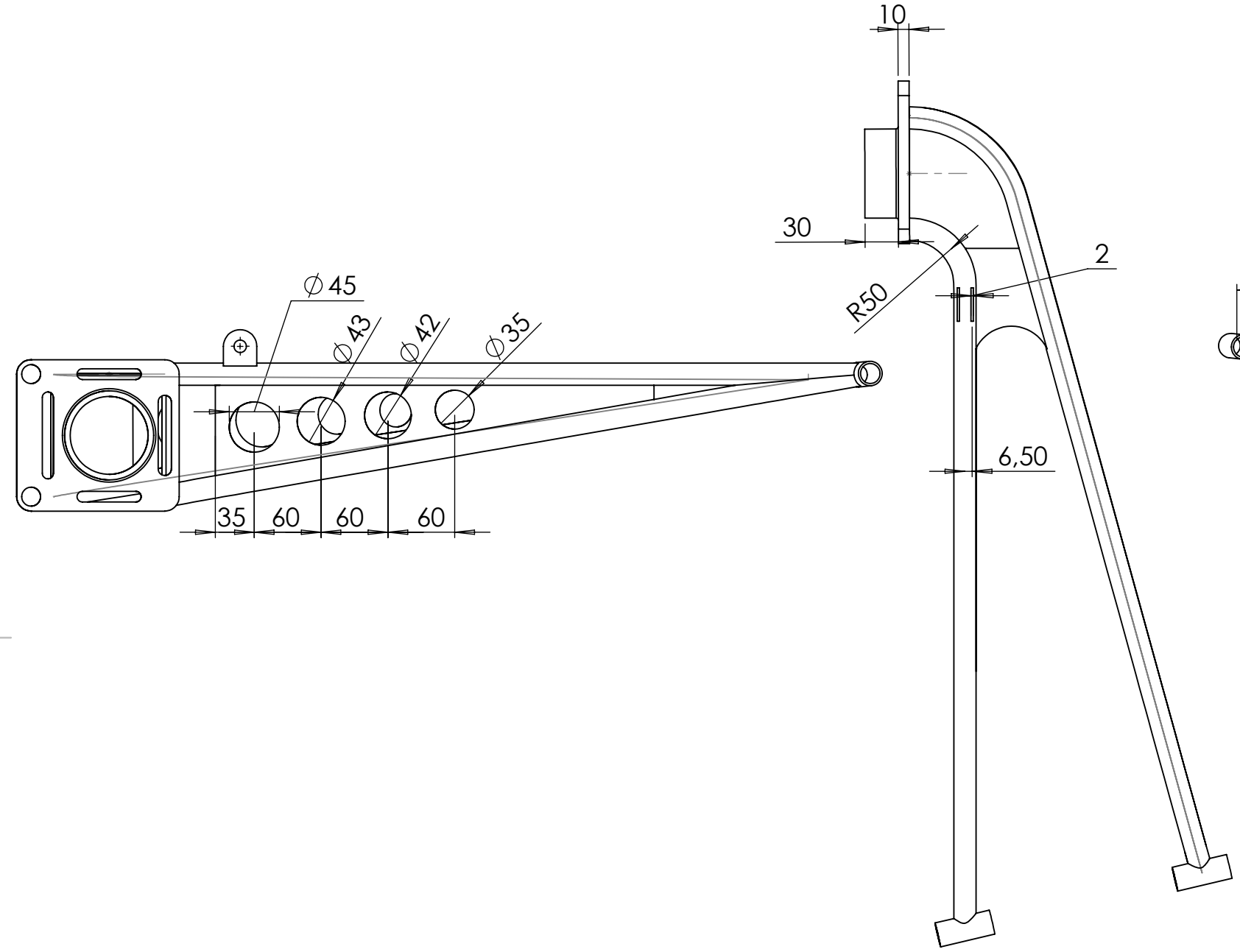
BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

7 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- [1]. - William F. Milliken and Douglas L. Milliken. *Race car vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers, 1995.
- [2]. - Thomas D. Gillespie. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers.
- [3]. - Smith, Carrol. *Tune to Win*. AERO PUBLISHERS, INC 1978
- [4]. - Lotus Engineering, *Getting Started with Lotus Suspension Analysis*
- [5]. - Hans B. Pacejka. *Tyre and vehicle dynamics*
- [6]. - Samuel K. Clark, *Mechanics of Pneumatic Tires*
- [7]. - John C. Dixon, *The shock absorber handbook*
- [8]. - Diapositivos da unidade curricular: "Mecânica dos veículos II".
- [9]. - <https://grabcad.com/library/carlisle-23x8x12-wheels-1>
- [10]. <http://general.polaris.com/en-us/general-1000-eps-ride-command-edition/> (2017-10-10)
- [11]. <http://www.semog.com/empresa.php?semogid=sqbk68ap2abr5tuiks8ck7vf6>. (2017-10-10)
- [12]. <http://www.utvguide.net/category/industry-news/> (2017-10-10)
- [13]. <https://qph.ec.quoracdn.net/main-qimg-8ca8a2170d9c5d0c1ef62a70455f3479-c>
- [14]. <http://photos.motoiq.com/MotoIQ/Tech/The-Ultimate-Guide-To/i-TGWn4z7/0/L/e30%20rear%20suspension-L.jpg>
- [15]. <http://www.peachparts.com/shopforum/attachments/diesel-discussion/89336d1297037124-suspension-diagnosis-w123-w123-chassis.jpg>

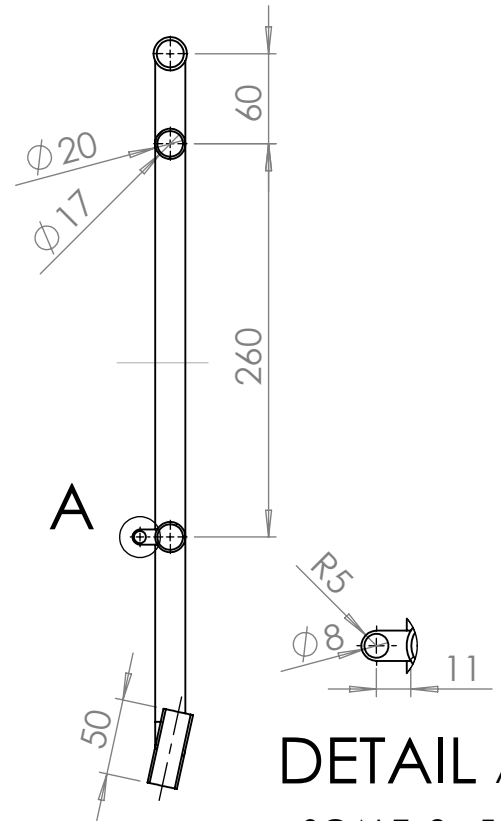
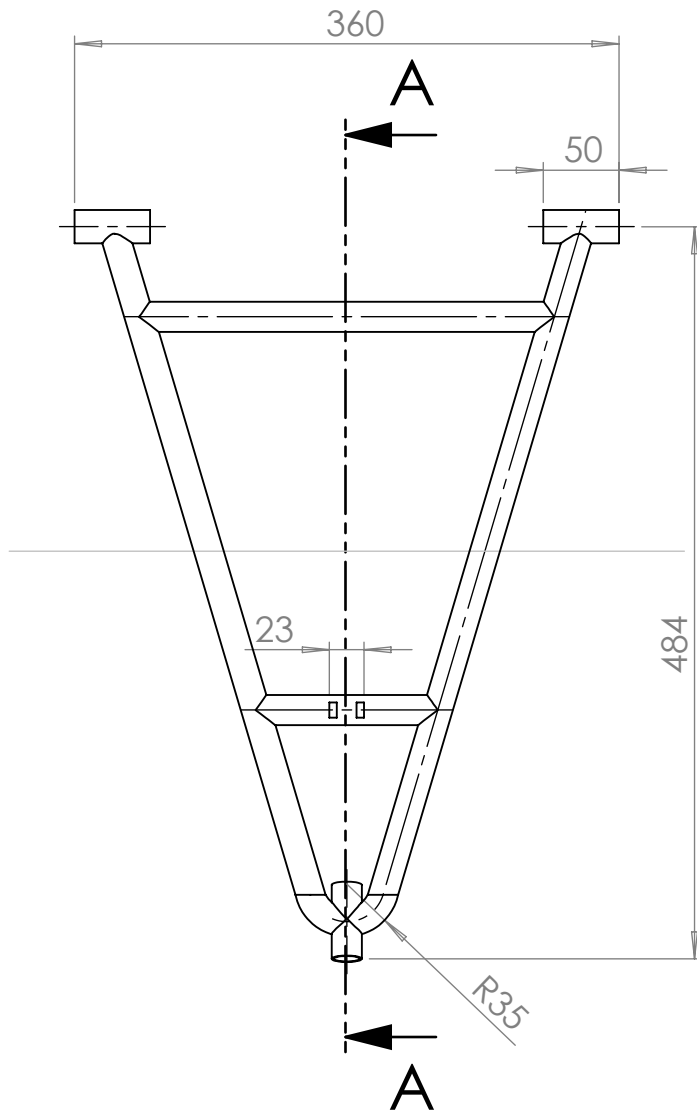
ANEXOS

8 Anexos



SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
						TITLE:			
DRAWN									
CHK'D									
APPV'D									
MFG									
Q.A				MATERIAL:		DWG NO.		SEMI 06.1	
				WEIGHT:		SCALE:1:10		SHEET 1 OF 1	



DETAIL A
SCALE 2 : 5

SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

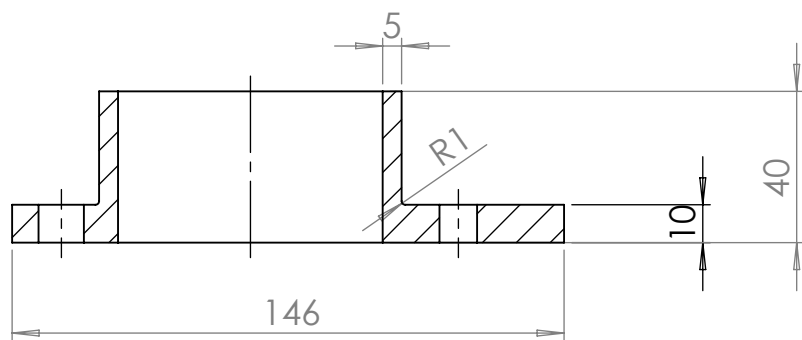
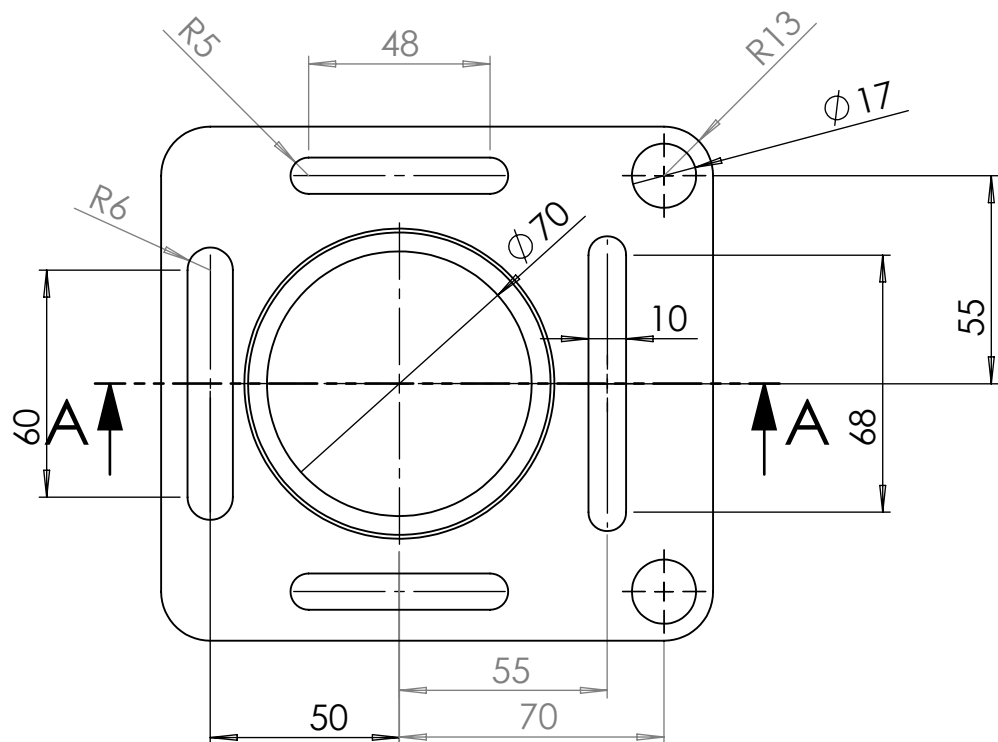
DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL:		
			WEIGHT:		

TITLE:	
DWG NO.	A4
triangulo baixo	
SCALE:1:5	SHEET 1 OF 1

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only



SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A					
			MATERIAL:		
			WEIGHT:		

TITLE:			
DWG NO.		MANGA DE EIXO	
		A4	
SCALE:1:2		SHEET 1 OF 1	

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

SUSPENSAO FINAL.sdf

25/10/17

14:37:50

LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

FRONT SUSPENSION FILENAME: suspensão final.dat

TYPE 1 Double Wishbone, damper to lower wishbone

	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	
	332.89	-335.00	310.00	POINT (1) = Lower wishbone front pivot
	9.34	-335.00	310.00	POINT (2) = Lower wishbone rear pivot
	175.84	-877.00	270.00	POINT (3) = Lower wishbone outer ball
joint				
	9.34	-335.00	458.00	POINT (5) = Upper wishbone front pivot
	332.89	-335.00	458.00	POINT (6) = Upper wishbone rear pivot
	175.63	-857.00	420.00	POINT (7) = Upper wishbone outer ball
joint				
	172.65	-757.41	332.00	POINT (8) = Damper wishbone end
	171.35	-358.00	680.00	POINT (9) = Damper body end
	62.00	-897.00	350.00	POINT (11) = Outer track rod ball joint
	66.00	-335.00	394.00	POINT (12) = Inner track rod ball joint
	171.35	-359.00	680.00	POINT (16) = Upper spring pivot point
	172.65	-757.41	332.00	POINT (17) = Lower spring pivot point
	175.42	-897.00	330.00	POINT (18) = Wheel spindle point
	174.24	-1009.00	330.00	POINT (19) = Wheel centre point
	1500.00	2190.00	195.00	POINT (20) = Part 1 C of G
	1500.00	2190.00	450.00	POINT (21) = Part 2 C of G
	1500.00	2190.00	220.00	POINT (22) = Part 3 C of G
	1500.00	2190.00	275.00	POINT (23) = Part 4 C of G

STATIC VALUES

CAMBER ANGLE	(deg):	0.00
TOE ANGLE (SAE) (+ve TOE IN)	(deg):	0.60
TOE ANGLE (PLANE OF WHEEL)	(deg):	0.60
CASTOR ANGLE	(deg):	-0.08
CASTOR TRAIL (HUB TRAIL)	(mm):	1.51
CASTOR OFFSET	(mm):	-1.95
KINGPIN ANGLE	(deg):	7.59
KINGPIN OFFSET (AT WHEEL)	(mm):	140.00
KINGPIN OFFSET (AT GROUND)	(mm):	99.36
MECHANICAL TRAIL	(mm):	-1.95
ROLL CENTRE HEIGHT	(mm):	76.20

GENERAL DATA VALUES

TYRE ROLLING RADIUS	(mm):	304.80
WHEELBASE	(mm):	2130.00

SUSPENSAO FINAL.sdf

C OF G HEIGHT	(mm):	650.00
BREAKING ON FRONT AXLE	(%):	40.00
DRIVE ON FRONT AXLE	(%):	0.00
WEIGHT ON FRONT AXLE	(%):	35.00
OUTBOARD FRONT BRAKES:		
OUTBOARD REAR BRAKES:		
INDEPENDENT FRONT SUSPENSION:		
INDEPENDENT REAR SUSPENSION:		
RACK TYPE STEERING ARTICULATION:		

RUN DETAILS
FULL MODEL:

BUMP TRAVEL	(mm):	120.00	INCREMENT	(mm):	10.00
REBOUND TRAVEL	(mm):	80.00	INCREMENT	(mm):	10.00
ROLL ANGLE	(deg):	3.00	ROLL INCREMENT	(deg):	0.50
STEERING TRAVEL	(mm):	30.00	STEERING INCREMENT	(mm):	5.00

25/10/17

14:37:50

LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

REAR SUSPENSION FILENAME: suspensao final.dat

TYPE 11 Semi Trailing Arm

X	Y	Z	
(mm)	(mm)	(mm)	
1725.24	852.00	330.00	POINT (1) = Lower wishbone front pivot
1775.00	638.00	325.00	POINT (2) = Lower wishbone rear pivot
2304.00	860.00	397.00	POINT (8) = Damper lower trailing arm end
1830.00	675.00	860.00	POINT (9) = Damper body end
1830.00	675.00	860.00	POINT (16) = Upper spring pivot point
2304.00	860.00	397.00	POINT (17) = Lower spring pivot point
2304.24	902.00	330.00	POINT (18) = Wheel spindle point
2304.24	1009.00	330.00	POINT (19) = Wheel centre point
2039.24	475.00	380.00	POINT (20) = Part 1 C of G

STATIC VALUES

CAMBER ANGLE	(deg):	0.00
TOE ANGLE (SAE) (+ve TOE IN)	(deg):	0.00
TOE ANGLE (PLANE OF WHEEL)	(deg):	0.00
CASTOR ANGLE	(deg):	-
CASTOR TRAIL (HUB TRAIL)	(mm):	-
CASTOR OFFSET	(mm):	-
KINGPIN ANGLE	(deg):	-
KINGPIN OFFSET (AT WHEEL)	(mm):	-
KINGPIN OFFSET (AT GROUND)	(mm):	-

SUSPENSAO FINAL.sdf
 MECHANICAL TRAIL (mm): -
 ROLL CENTRE HEIGHT (mm): 94.02

GENERAL DATA VALUES
 TYRE ROLLING RADIUS (mm): 304.80
 WHEELBASE (mm): 2130.00
 C OF G HEIGHT (mm): 650.00
 BREAKING ON FRONT AXLE (%): 40.00
 DRIVE ON FRONT AXLE (%): 0.00
 WEIGHT ON FRONT AXLE (%): 35.00
 OUTBOARD FRONT BRAKES:
 OUTBOARD REAR BRAKES:
 INDEPENDENT FRONT SUSPENSION:
 INDEPENDENT REAR SUSPENSION:

RUN DETAILS
 FULL MODEL:
 BUMP TRAVEL (mm): 120.00 INCREMENT (mm): 10.00
 REBOUND TRAVEL (mm): 80.00 INCREMENT (mm): 10.00
 ROLL ANGLE (deg): 3.00 ROLL INCREMENT (deg): 0.50
 STEERING TRAVEL (mm): 30.00 STEERING INCREMENT (mm): 5.00

25/10/17 14:37:50
 LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

FRONT SUSPENSION - BUMP TRAVEL
 RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 1 Double Wishbone, damper to lower wishbone

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

BUMP TRAVEL (mm)	CAMBER ANGLE (deg)	TOE ANGLE (deg)	CASTOR ANGLE (deg)	KINGPIN ANGLE (deg)	DAMPER RATIO [-]	SPRING RATIO [-]
-80.00	-0.0611	0.6341	-0.0810	7.6558	1.926	1.923
-70.00	-0.0426	0.6511	-0.0809	7.6374	1.917	1.914
-60.00	-0.0274	0.6618	-0.0809	7.6223	1.908	1.905
-50.00	-0.0155	0.6663	-0.0809	7.6103	1.898	1.895
-40.00	-0.0066	0.6649	-0.0809	7.6014	1.888	1.885
-30.00	-0.0006	0.6579	-0.0809	7.5954	1.877	1.875
-20.00	0.0024	0.6453	-0.0809	7.5924	1.867	1.864
-10.00	0.0026	0.6274	-0.0809	7.5921	1.856	1.854
0.00	0.0000	0.6043	-0.0809	7.5946	1.845	1.842

SUSPENSÃO FINAL.sdf						
10.00	-0.0053	0.5760	-0.0809	7.5999	1.833	1.831
20.00	-0.0133	0.5428	-0.0809	7.6077	1.822	1.819
30.00	-0.0239	0.5046	-0.0809	7.6182	1.810	1.807
40.00	-0.0371	0.4615	-0.0809	7.6314	1.797	1.795
50.00	-0.0529	0.4136	-0.0809	7.6471	1.785	1.783
60.00	-0.0714	0.3609	-0.0810	7.6654	1.772	1.770
70.00	-0.0924	0.3034	-0.0810	7.6863	1.759	1.757
80.00	-0.1161	0.2411	-0.0810	7.7098	1.746	1.744
90.00	-0.1424	0.1740	-0.0810	7.7360	1.733	1.731
100.00	-0.1713	0.1020	-0.0810	7.7648	1.719	1.717
110.00	-0.2029	0.0252	-0.0810	7.7963	1.705	1.703
120.00	-0.2372	-0.0566	-0.0810	7.8305	1.691	1.689

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

BUMP SPRING TRAVEL TRAVEL (mm) (mm)	ANTI DIVE (%)	ANTI SQUAT (%)	ROLL CENTRE HEIGHT TO BODY (mm)	ROLL CENTRE HEIGHT TO GRND (mm)	HALF WHEELBASE TRACK CHANGE (mm)	DAMPER CHANGE (mm)	DAMPER TRAVEL (mm)
-80.00 42.46	0.41	0.00	138.51	218.51	-11.71	0.08	42.40
-70.00 37.25	0.28	0.00	130.39	200.39	-9.61	0.12	37.20
-60.00 32.01	0.16	0.00	122.38	182.38	-7.70	0.14	31.97
-50.00 26.75	0.03	0.00	114.48	164.48	-5.97	0.15	26.71
-40.00 21.46	-0.09	0.00	106.67	146.67	-4.42	0.15	21.43
-30.00 16.14	-0.21	0.00	98.94	128.94	-3.05	0.13	16.12
-20.00 10.79	-0.34	0.00	91.30	111.30	-1.86	0.10	10.78
-10.00 5.41	-0.46	0.00	83.72	93.72	-0.84	0.06	5.40
0.00 0.00	-0.58	0.00	76.20	76.20	0.00	0.00	0.00
10.00 -5.44	-0.71	0.00	68.73	58.73	0.67	-0.07	-5.44
20.00 -10.92	-0.84	0.00	61.30	41.30	1.16	-0.15	-10.91
30.00 -16.44	-0.97	0.00	53.92	23.92	1.49	-0.24	-16.42
40.00 -21.99	-1.10	0.00	46.56	6.56	1.64	-0.35	-21.96
50.00	-1.24	0.00	39.23	-10.77	1.62	-0.46	-27.54

SUSPENSAO FINAL.sdf

-27.58							
60.00	-1.38	0.00	31.91	-28.09	1.42	-0.59	-33.17
-33.21							
70.00	-1.53	0.00	24.60	-45.40	1.06	-0.73	-38.83
-38.88							
80.00	-1.68	0.00	17.30	-62.70	0.52	-0.88	-44.54
-44.59							
90.00	-1.83	0.00	9.99	-80.01	-0.18	-1.05	-50.29
-50.35							
100.00	-2.00	0.00	2.68	-97.32	-1.06	-1.23	-56.08
-56.15							
110.00	-2.17	0.00	-4.65	-114.65	-2.12	-1.41	-61.92
-61.99							
120.00	-2.35	0.00	-12.00	-132.00	-3.34	-1.62	-67.81
-67.89							

25/10/17

14:37:50

LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

FRONT SUSPENSION - BUMP TRAVEL
 LHS WHEEL (-ve Y)

TYPE 1 Double Wishbone, damper to lower wishbone

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

BUMP TRAVEL (mm)	CAMBER ANGLE (deg)	TOE ANGLE (deg)	CASTOR ANGLE (deg)	KINGPIN ANGLE (deg)	DAMPER RATIO [-]	SPRING RATIO [-]
-80.00	-0.0611	0.6341	-0.0810	7.6558	1.926	1.923
-70.00	-0.0426	0.6511	-0.0809	7.6374	1.917	1.914
-60.00	-0.0274	0.6618	-0.0809	7.6223	1.908	1.905
-50.00	-0.0155	0.6663	-0.0809	7.6103	1.898	1.895
-40.00	-0.0066	0.6649	-0.0809	7.6014	1.888	1.885
-30.00	-0.0006	0.6579	-0.0809	7.5954	1.877	1.875
-20.00	0.0024	0.6453	-0.0809	7.5924	1.867	1.864
-10.00	0.0026	0.6274	-0.0809	7.5921	1.856	1.854
0.00	0.0000	0.6043	-0.0809	7.5946	1.845	1.842
10.00	-0.0053	0.5760	-0.0809	7.5999	1.833	1.831
20.00	-0.0133	0.5428	-0.0809	7.6077	1.822	1.819
30.00	-0.0239	0.5046	-0.0809	7.6182	1.810	1.807
40.00	-0.0371	0.4615	-0.0809	7.6314	1.797	1.795
50.00	-0.0529	0.4136	-0.0809	7.6471	1.785	1.783
60.00	-0.0714	0.3609	-0.0810	7.6654	1.772	1.770

SUSPENSÃO FINAL.sdf						
70.00	-0.0924	0.3034	-0.0810	7.6863	1.759	1.757
80.00	-0.1161	0.2411	-0.0810	7.7098	1.746	1.744
90.00	-0.1424	0.1740	-0.0810	7.7360	1.733	1.731
100.00	-0.1713	0.1020	-0.0810	7.7648	1.719	1.717
110.00	-0.2029	0.0252	-0.0810	7.7963	1.705	1.703
120.00	-0.2372	-0.0566	-0.0810	7.8305	1.691	1.689

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

BUMP SPRING TRAVEL TRAVEL (mm) (mm)	ANTI DIVE (%)	ANTI SQUAT (%)	ROLL CENTRE HEIGHT TO BODY (mm)	ROLL CENTRE HEIGHT TO GRND (mm)	HALF WHEELBASE TRACK CHANGE (mm)	DAMPER CHANGE (mm)	DAMPER TRAVEL (mm)
-80.00 42.46	0.41	0.00	138.51	218.51	-11.71	0.08	42.40
-70.00 37.25	0.28	0.00	130.39	200.39	-9.61	0.12	37.20
-60.00 32.01	0.16	0.00	122.38	182.38	-7.70	0.14	31.97
-50.00 26.75	0.03	0.00	114.48	164.48	-5.97	0.15	26.71
-40.00 21.46	-0.09	0.00	106.67	146.67	-4.42	0.15	21.43
-30.00 16.14	-0.21	0.00	98.94	128.94	-3.05	0.13	16.12
-20.00 10.79	-0.34	0.00	91.30	111.30	-1.86	0.10	10.78
-10.00 5.41	-0.46	0.00	83.72	93.72	-0.84	0.06	5.40
0.00 0.00	-0.58	0.00	76.20	76.20	0.00	0.00	0.00
10.00 -5.44	-0.71	0.00	68.73	58.73	0.67	-0.07	-5.44
20.00 -10.92	-0.84	0.00	61.30	41.30	1.16	-0.15	-10.91
30.00 -16.44	-0.97	0.00	53.92	23.92	1.49	-0.24	-16.42
40.00 -21.99	-1.10	0.00	46.56	6.56	1.64	-0.35	-21.96
50.00 -27.58	-1.24	0.00	39.23	-10.77	1.62	-0.46	-27.54
60.00 -33.21	-1.38	0.00	31.91	-28.09	1.42	-0.59	-33.17
70.00 -38.88	-1.53	0.00	24.60	-45.40	1.06	-0.73	-38.83
80.00	-1.68	0.00	17.30	-62.70	0.52	-0.88	-44.54

SUSPENSAO FINAL.sdf

-44.59							
90.00	-1.83	0.00	9.99	-80.01	-0.18	-1.05	-50.29
-50.35							
100.00	-2.00	0.00	2.68	-97.32	-1.06	-1.23	-56.08
-56.15							
110.00	-2.17	0.00	-4.65	-114.65	-2.12	-1.41	-61.92
-61.99							
120.00	-2.35	0.00	-12.00	-132.00	-3.34	-1.62	-67.81
-67.89							

25/10/17

14:37:50

LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

REAR SUSPENSION - BUMP TRAVEL
 RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 11 Semi Trailing Arm

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

BUMP TRAVEL (mm)	CAMBER ANGLE (deg)	TOE ANGLE (deg)	CASTOR ANGLE (deg)	KINGPIN ANGLE (deg)	DAMPER RATIO [-]	SPRING RATIO [-]
-80.00	1.7236	0.2879			1.445	1.445
-70.00	1.5090	0.2393			1.438	1.438
-60.00	1.2942	0.1943			1.431	1.431
-50.00	1.0791	0.1530			1.424	1.424
-40.00	0.8638	0.1153			1.416	1.416
-30.00	0.6482	0.0812			1.409	1.409
-20.00	0.4324	0.0506			1.401	1.401
-10.00	0.2163	0.0235			1.393	1.393
0.00	0.0000	0.0000			1.384	1.384
10.00	-0.2166	-0.0200			1.376	1.376
20.00	-0.4334	-0.0365			1.367	1.367
30.00	-0.6505	-0.0494			1.359	1.359
40.00	-0.8679	-0.0588			1.350	1.350
50.00	-1.0855	-0.0647			1.341	1.341
60.00	-1.3034	-0.0671			1.331	1.331
70.00	-1.5216	-0.0658			1.322	1.322
80.00	-1.7401	-0.0611			1.312	1.312
90.00	-1.9588	-0.0527			1.303	1.303
100.00	-2.1778	-0.0408			1.293	1.293
110.00	-2.3972	-0.0252			1.283	1.283
120.00	-2.6168	-0.0059			1.272	1.272

SUSPENSAO FINAL.sdf

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

BUMP SPRING TRAVEL TRAVEL (mm) (mm)	ANTI DIVE (%)	ANTI SQUAT (%)	ROLL CENTRE HEIGHT TO BODY (mm)	ROLL CENTRE HEIGHT TO GRND (mm)	HALF WHEELBASE TRACK CHANGE (mm)	DAMPER CHANGE (mm)	DAMPER TRAVEL (mm)
-80.00	111.84	40.11	41.60	121.60	-8.63	-5.68	56.52
56.52							
-70.00	110.20	35.73	48.46	118.46	-7.42	-4.39	49.58
49.58							
-60.00	108.56	31.25	55.22	115.22	-6.25	-3.28	42.61
42.61							
-50.00	106.91	26.67	61.88	111.88	-5.11	-2.32	35.61
35.61							
-40.00	105.26	21.99	68.46	108.46	-4.02	-1.53	28.56
28.56							
-30.00	103.61	17.18	74.95	104.95	-2.96	-0.91	21.48
21.48							
-20.00	101.94	12.25	81.38	101.38	-1.94	-0.44	14.36
14.36							
-10.00	100.25	7.18	87.73	97.73	-0.95	-0.14	7.20
7.20							
0.00	98.55	1.97	94.02	94.02	0.00	0.00	0.00
0.00							
10.00	96.82	-3.41	100.25	90.25	0.91	-0.02	-7.25
-7.25							
20.00	95.06	-8.96	106.43	86.43	1.79	-0.20	-14.54
-14.54							
30.00	93.28	-14.70	112.56	82.56	2.63	-0.55	-21.87
-21.87							
40.00	91.46	-20.64	118.65	78.65	3.44	-1.06	-29.26
-29.26							
50.00	89.60	-26.79	124.70	74.70	4.20	-1.73	-36.69
-36.69							
60.00	87.69	-33.17	130.72	70.72	4.94	-2.56	-44.18
-44.18							
70.00	85.74	-39.80	136.71	66.71	5.63	-3.56	-51.71
-51.71							
80.00	83.73	-46.69	142.68	62.68	6.29	-4.72	-59.30
-59.30							
90.00	81.66	-53.88	148.63	58.63	6.91	-6.05	-66.95
-66.95							
100.00	79.53	-61.36	154.56	54.56	7.50	-7.54	-74.66
-74.66							
110.00	77.32	-69.18	160.49	50.49	8.04	-9.21	-82.42

SUSPENSAO FINAL.sdf

-82.42
120.00 75.03 -77.36 166.41 46.41 8.55 -11.04 -90.25
-90.25

25/10/17

14:37:50

LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

REAR SUSPENSION - BUMP TRAVEL
LHS WHEEL (-ve Y)

TYPE 11 Semi Trailing Arm

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

BUMP TRAVEL (mm)	CAMBER ANGLE (deg)	TOE ANGLE (deg)	CASTOR ANGLE (deg)	KINGPIN ANGLE (deg)	DAMPER RATIO [-]	SPRING RATIO [-]
-80.00	1.7236	0.2879			1.445	1.445
-70.00	1.5090	0.2393			1.438	1.438
-60.00	1.2942	0.1943			1.431	1.431
-50.00	1.0791	0.1530			1.424	1.424
-40.00	0.8638	0.1153			1.416	1.416
-30.00	0.6482	0.0812			1.409	1.409
-20.00	0.4324	0.0506			1.401	1.401
-10.00	0.2163	0.0235			1.393	1.393
0.00	0.0000	0.0000			1.384	1.384
10.00	-0.2166	-0.0200			1.376	1.376
20.00	-0.4334	-0.0365			1.367	1.367
30.00	-0.6505	-0.0494			1.359	1.359
40.00	-0.8679	-0.0588			1.350	1.350
50.00	-1.0855	-0.0647			1.341	1.341
60.00	-1.3034	-0.0671			1.331	1.331
70.00	-1.5216	-0.0658			1.322	1.322
80.00	-1.7401	-0.0611			1.312	1.312
90.00	-1.9588	-0.0527			1.303	1.303
100.00	-2.1778	-0.0408			1.293	1.293
110.00	-2.3972	-0.0252			1.283	1.283
120.00	-2.6168	-0.0059			1.272	1.272

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

BUMP SPRING	ANTI	ANTI	ROLL	ROLL	HALF WHEELBASE	DAMPER
----------------	------	------	------	------	----------------	--------

TRAVEL TRAVEL (mm) (mm)	DIVE (%)	SQUAT (%)	SUSPENSÃO FINAL.sdf		TRACK CHANGE (mm)	CHANGE (mm)	TRAVEL (mm)
			CENTRE	CENTRE			
			HEIGHT TO BODY (mm)	HEIGHT TO GRND (mm)			
-80.00	111.84	40.11	41.60	121.60	-8.63	-5.68	56.52
56.52							
-70.00	110.20	35.73	48.46	118.46	-7.42	-4.39	49.58
49.58							
-60.00	108.56	31.25	55.22	115.22	-6.25	-3.28	42.61
42.61							
-50.00	106.91	26.67	61.88	111.88	-5.11	-2.32	35.61
35.61							
-40.00	105.26	21.99	68.46	108.46	-4.02	-1.53	28.56
28.56							
-30.00	103.61	17.18	74.95	104.95	-2.96	-0.91	21.48
21.48							
-20.00	101.94	12.25	81.38	101.38	-1.94	-0.44	14.36
14.36							
-10.00	100.25	7.18	87.73	97.73	-0.95	-0.14	7.20
7.20							
0.00	98.55	1.97	94.02	94.02	0.00	0.00	0.00
0.00							
10.00	96.82	-3.41	100.25	90.25	0.91	-0.02	-7.25
-7.25							
20.00	95.06	-8.96	106.43	86.43	1.79	-0.20	-14.54
-14.54							
30.00	93.28	-14.70	112.56	82.56	2.63	-0.55	-21.87
-21.87							
40.00	91.46	-20.64	118.65	78.65	3.44	-1.06	-29.26
-29.26							
50.00	89.60	-26.79	124.70	74.70	4.20	-1.73	-36.69
-36.69							
60.00	87.69	-33.17	130.72	70.72	4.94	-2.56	-44.18
-44.18							
70.00	85.74	-39.80	136.71	66.71	5.63	-3.56	-51.71
-51.71							
80.00	83.73	-46.69	142.68	62.68	6.29	-4.72	-59.30
-59.30							
90.00	81.66	-53.88	148.63	58.63	6.91	-6.05	-66.95
-66.95							
100.00	79.53	-61.36	154.56	54.56	7.50	-7.54	-74.66
-74.66							
110.00	77.32	-69.18	160.49	50.49	8.04	-9.21	-82.42
-82.42							
120.00	75.03	-77.36	166.41	46.41	8.55	-11.04	-90.25
-90.25							

SUSPENSAO FINAL.sdf

25/10/17

14:37:50

LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

FRONT SUSPENSION - ROLL
RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 1 Double Wishbone, damper to lower wishbone

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

ROLL ANGLE (deg)	CAMBER ANGLE (deg)	TOE ANGLE (deg)	CASTOR ANGLE (deg)	KINGPIN ANGLE (deg)	DAMPER RATIO [-]	SPRING RATIO [-]
-3.00	-3.0182	0.6917	-0.0776	10.6131	1.915	1.912
-2.50	-2.5096	0.6877	-0.0782	10.1044	1.903	1.900
-2.00	-2.0033	0.6793	-0.0788	9.5981	1.891	1.888
-1.50	-1.4992	0.6667	-0.0794	9.0940	1.879	1.876
-1.00	-0.9973	0.6499	-0.0799	8.5920	1.867	1.865
-0.50	-0.4976	0.6291	-0.0805	8.0923	1.856	1.854
0.00	0.0000	0.6043	-0.0809	7.5946	1.845	1.842
0.50	0.4955	0.5755	-0.0814	7.0991	1.834	1.831
1.00	0.9888	0.5429	-0.0818	6.6056	1.823	1.820
1.50	1.4802	0.5064	-0.0822	6.1142	1.812	1.810
2.00	1.9694	0.4662	-0.0826	5.6248	1.801	1.799
2.50	2.4567	0.4222	-0.0829	5.1375	1.791	1.789
3.00	2.9419	0.3745	-0.0832	4.6521	1.780	1.778

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

ROLL ANGLE (deg)	ROLL CENTRE POSITION			HALF WHEELBASE TRACK CHANGE	WHEELBASE CHANGE (mm)	DAMPER TRAVEL (mm)	SPRING TRAVEL (mm)
	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)				
	(+ve Y to outer wheel: Z r1 to Grnd) (mm)						
-3.00	174.24	-520.26	56.25	-1.05	0.78	28.11	28.14
-2.50	174.24	-434.57	62.31	-0.73	0.68	23.50	23.53
-2.00	174.24	-348.33	67.30	-0.46	0.56	18.86	18.88
-1.50	174.24	-261.64	71.18	-0.26	0.43	14.19	14.21
-1.00	174.24	-174.61	73.97	-0.12	0.30	9.49	9.50
-0.50	174.24	-87.36	75.64	-0.03	0.15	4.76	4.76
0.00	174.24	0.00	76.20	0.00	0.00	0.00	0.00
0.50	174.24	87.36	75.64	-0.03	-0.16	-4.79	-4.79
1.00	174.24	174.61	73.97	-0.11	-0.33	-9.60	-9.62
1.50	174.24	261.64	71.18	-0.26	-0.50	-14.45	-14.47
2.00	174.24	348.33	67.30	-0.46	-0.68	-19.32	-19.34

SUSPENSÃO FINAL.sdf							
2.50	174.24	434.57	62.31	-0.72	-0.86	-24.22	-24.25
3.00	174.24	520.26	56.25	-1.03	-1.05	-29.15	-29.18

25/10/17

14:37:50

LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

FRONT SUSPENSION - ROLL
 LHS WHEEL (-ve Y)

TYPE 1 Double Wishbone, damper to lower wishbone

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

ROLL ANGLE (deg)	CAMBER ANGLE (deg)	TOE ANGLE (deg)	CASTOR ANGLE (deg)	KINGPIN ANGLE (deg)	DAMPER RATIO [-]	SPRING RATIO [-]
-3.00	2.9419	0.3745	-0.0832	4.6521	1.780	1.778
-2.50	2.4567	0.4222	-0.0829	5.1375	1.791	1.789
-2.00	1.9694	0.4662	-0.0826	5.6248	1.801	1.799
-1.50	1.4802	0.5064	-0.0822	6.1142	1.812	1.810
-1.00	0.9888	0.5429	-0.0818	6.6056	1.823	1.820
-0.50	0.4955	0.5755	-0.0814	7.0991	1.834	1.831
0.00	0.0000	0.6043	-0.0809	7.5946	1.845	1.842
0.50	-0.4976	0.6291	-0.0805	8.0923	1.856	1.854
1.00	-0.9973	0.6499	-0.0799	8.5920	1.867	1.865
1.50	-1.4992	0.6667	-0.0794	9.0940	1.879	1.876
2.00	-2.0033	0.6793	-0.0788	9.5981	1.891	1.888
2.50	-2.5096	0.6877	-0.0782	10.1044	1.903	1.900
3.00	-3.0182	0.6917	-0.0776	10.6131	1.915	1.912

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

ROLL ANGLE (deg)	ROLL CENTRE POSITION			HALF WHEELBASE TRACK CHANGE	WHEELBASE CHANGE (mm)	DAMPER TRAVEL (mm)	SPRING TRAVEL (mm)
	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)				
	(+ve Y to outer wheel: Z r1 to Grnd) (mm)						
-3.00	174.24	-520.26	56.25	-1.03	-1.05	-29.15	-29.18
-2.50	174.24	-434.57	62.31	-0.72	-0.86	-24.22	-24.25
-2.00	174.24	-348.33	67.30	-0.46	-0.68	-19.32	-19.34
-1.50	174.24	-261.64	71.18	-0.26	-0.50	-14.45	-14.47
-1.00	174.24	-174.61	73.97	-0.11	-0.33	-9.60	-9.62
-0.50	174.24	-87.36	75.64	-0.03	-0.16	-4.79	-4.79

SUSPENSÃO FINAL.sdf							
0.00	174.24	0.00	76.20	0.00	0.00	0.00	0.00
0.50	174.24	87.36	75.64	-0.03	0.15	4.76	4.76
1.00	174.24	174.61	73.97	-0.12	0.30	9.49	9.50
1.50	174.24	261.64	71.18	-0.26	0.43	14.19	14.21
2.00	174.24	348.33	67.30	-0.46	0.56	18.86	18.88
2.50	174.24	434.57	62.31	-0.73	0.68	23.50	23.53
3.00	174.24	520.26	56.25	-1.05	0.78	28.11	28.14

25/10/17

14:37:50

LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

REAR SUSPENSION - ROLL
 RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 11 Semi Trailing Arm

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

ROLL ANGLE (deg)	CAMBER ANGLE (deg)	TOE ANGLE (deg)	CASTOR ANGLE (deg)	KINGPIN ANGLE (deg)	DAMPER RATIO [-]	SPRING RATIO [-]
-3.00	1.8495	-0.0909			1.331	1.331
-2.50	1.5423	-0.0826			1.340	1.340
-2.00	1.2346	-0.0716			1.349	1.349
-1.50	0.9265	-0.0578			1.358	1.358
-1.00	0.6181	-0.0412			1.367	1.367
-0.50	0.3092	-0.0220			1.376	1.376
0.00	0.0000	0.0000			1.384	1.384
0.50	-0.3096	0.0247			1.393	1.393
1.00	-0.6195	0.0521			1.401	1.401
1.50	-0.9297	0.0822			1.409	1.409
2.00	-1.2403	0.1151			1.417	1.417
2.50	-1.5511	0.1507			1.425	1.425
3.00	-1.8622	0.1891			1.432	1.432

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

ROLL ANGLE (deg)	ROLL CENTRE POSITION X Y Z (mm) (mm) (mm)			HALF WHEELBASE TRACK CHANGE (mm)	DAMPER TRAVEL (mm)	SPRING TRAVEL (mm)
	(+ve Y to outer wheel: Z r1 to Grnd) (mm)					
-3.00	2304.24	354.49	81.98	0.89	-1.54	-38.92

SUSPENSAO FINAL.sdf							
-2.50	2304.24	295.52	85.65	0.62	-0.96	-32.32	-32.32
-2.00	2304.24	236.49	88.66	0.40	-0.51	-25.77	-25.77
-1.50	2304.24	177.41	91.00	0.22	-0.19	-19.26	-19.26
-1.00	2304.24	118.29	92.68	0.10	0.00	-12.80	-12.80
-0.50	2304.24	59.15	93.68	0.02	0.06	-6.38	-6.38
0.00	2304.24	0.00	94.02	0.00	0.00	0.00	0.00
0.50	2304.24	-59.15	93.68	0.02	-0.19	6.34	6.34
1.00	2304.24	-118.29	92.68	0.10	-0.51	12.65	12.65
1.50	2304.24	-177.41	91.00	0.22	-0.95	18.91	18.91
2.00	2304.24	-236.49	88.66	0.39	-1.52	25.15	25.15
2.50	2304.24	-295.52	85.65	0.61	-2.23	31.35	31.35
3.00	2304.24	-354.49	81.98	0.88	-3.06	37.52	37.52

25/10/17

14:37:50

LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

REAR SUSPENSION - ROLL
LHS WHEEL (-ve Y)

TYPE 11 Semi Trailing Arm

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

ROLL ANGLE (deg)	CAMBER ANGLE (deg)	TOE ANGLE (deg)	CASTOR ANGLE (deg)	KINGPIN ANGLE (deg)	DAMPER RATIO [-]	SPRING RATIO [-]
-3.00	-1.8622	0.1891			1.432	1.432
-2.50	-1.5511	0.1507			1.425	1.425
-2.00	-1.2403	0.1151			1.417	1.417
-1.50	-0.9297	0.0822			1.409	1.409
-1.00	-0.6195	0.0521			1.401	1.401
-0.50	-0.3096	0.0247			1.393	1.393
0.00	0.0000	0.0000			1.384	1.384
0.50	0.3092	-0.0220			1.376	1.376
1.00	0.6181	-0.0412			1.367	1.367
1.50	0.9265	-0.0578			1.358	1.358
2.00	1.2346	-0.0716			1.349	1.349
2.50	1.5423	-0.0826			1.340	1.340
3.00	1.8495	-0.0909			1.331	1.331

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

ROLL	ROLL CENTRE POSITION	HALF WHEELBASE	DAMPER	SPRING
------	----------------------	----------------	--------	--------

SUSPENSÃO FINAL.sdf							
ANGLE	X	Y	Z	TRACK	CHANGE	TRAVEL	TRAVEL
(deg)	(mm)	(mm)	(mm)	CHANGE	(mm)	(mm)	(mm)
(+ve Y to outer wheel: Z r1 to Grnd) (mm)							
-3.00	2304.24	354.49	81.98	0.88	-3.06	37.52	37.52
-2.50	2304.24	295.52	85.65	0.61	-2.23	31.35	31.35
-2.00	2304.24	236.49	88.66	0.39	-1.52	25.15	25.15
-1.50	2304.24	177.41	91.00	0.22	-0.95	18.91	18.91
-1.00	2304.24	118.29	92.68	0.10	-0.51	12.65	12.65
-0.50	2304.24	59.15	93.68	0.02	-0.19	6.34	6.34
0.00	2304.24	0.00	94.02	0.00	0.00	0.00	0.00
0.50	2304.24	-59.15	93.68	0.02	0.06	-6.38	-6.38
1.00	2304.24	-118.29	92.68	0.10	0.00	-12.80	-12.80
1.50	2304.24	-177.41	91.00	0.22	-0.19	-19.26	-19.26
2.00	2304.24	-236.49	88.66	0.40	-0.51	-25.77	-25.77
2.50	2304.24	-295.52	85.65	0.62	-0.96	-32.32	-32.32
3.00	2304.24	-354.49	81.98	0.89	-1.54	-38.92	-38.92

25/10/17

14:37:50

LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v4.03

FRONT SUSPENSION - STEERING TRAVEL

TYPE 1 Double Wishbone, damper to lower wishbone

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

RACK	TOE	TOE	CAMBER	CAMBER	ACKERMANN	TURNING
TRAVEL	ANGLE	ANGLE	ANGLE	ANGLE	(%)	CIRCLE
(mm)	RHS	LHS	RHS	LHS		RADIUS
	(deg)	(deg)	(deg)	(deg)		(mm)
-30.00	-15.45	15.55	0.26	0.31	-2.60	7682.37
-25.00	-12.64	13.09	0.17	0.22	-16.46	9330.34
-20.00	-9.89	10.62	0.10	0.15	-41.70	11784.20
-15.00	-7.21	8.15	0.05	0.09	-95.95	15865.13
-10.00	-4.56	5.65	0.02	0.04	-250.67	24103.21
-5.00	-1.96	3.14	0.00	0.01	-1086.69	50497.11
0.00	0.60	0.60	0.00	0.00	-2.60	201961.81
5.00	3.14	-1.96	0.01	0.00	-1086.69	50497.11
10.00	5.65	-4.56	0.04	0.02	-250.67	24103.21
15.00	8.15	-7.21	0.09	0.05	-95.95	15865.13
20.00	10.62	-9.89	0.15	0.10	-41.70	11784.20
25.00	13.09	-12.64	0.22	0.17	-16.46	9330.34
30.00	15.55	-15.45	0.31	0.26	-2.60	7682.37